



TUGAS AKHIR – TM 145502

**ANALISA GAYA DAN DAYA PADA ALAT PEMARUT MESIN
3 IN 1 UNTUK MENINGKATKAN KAPASITAS DAN
KUALITAS PRODUKSI KERUPUK SERMIER DENGAN
BEBAN 3 KG PER 15 MENIT**

**AIDILA FITRI RACHMAWATI
NRP 2112 030 035**

**Dosen Pembimbing
Liza Rusdiyana, ST, MT**

**PROGRAM STUDI DIPLOMA III
JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2015**



FINAL PROJECT – TM 145502

**ANALYSIS OF FORCE AND POWER AT TOOL GRATER 3 IN 1
MACHINE TO INCREASE PRODUCTION CAPACITY AND
QUALITY OF SERMIER CRACKERS WITH LOAD 3 KG PER
15 MINUTES**

**AIDILA FITRI RACHMAWATI
NRP 2112 030 035**

**Advisor Lecturer
Liza Rusdiyana, ST., MT**

**PROGRAM STUDY DIPLOMA III
DEPARTEMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
Faculty Of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute Of Technology
Surabaya 2015**

LEMBAR PENGESAHAN

**ANALISA GAYA DAN DAYA PADA ALAT PEMARUT
MESIN 3 /N 1 UNTUK MENINGKATKAN KAPASITAS
DAN KUALITAS PRODUKSI KERUPUK SERMIER
DENGAN BEBAN 3 KG PER 15 MENIT**

TUGAS AKHIR

**Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Ahli Madya**

Pada

**Bidang Studi Manufaktur
Program Studi Diploma III Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember**

Oleh :

**AIDILA FITRI RACHMAWATI
NRP. 2112 030 035**

**Mengetahui dan Menyetujui
Dosen Pembimbing**


Liza Rusdiyana, ST., MT.

NIP. 19800517 201012 2 002

SURABAYA, Juni 2015

ANALISA GAYA DAN DAYA PADA ALAT PEMARUT MESIN 3 IN 1 UNTUK MENINGKATKAN KAPASITAS DAN KUALITAS PRODUKSI KERUPUK SERMIER DENGAN BEBAN 3 KG PER 15 MENIT

Nama Mahasiswa : Aidila Fitri Rachmawati
NRP : 2112 030 035
Jurusan : D3 Teknik Mesin FTI – ITS
Dosen Pembimbing : Liza Rusdiyana, ST., MT.

Abstrak

Pengolahan makanan berbahan baku singkong masih banyak yang menggunakan cara dan alat yang tradisional. Salah satunya adalah pengolahan singkong untuk membuat kerupuk sermier.

Sebuah rancangan mesin produksi kerupuk sermier yang mengkombinasikan mesin pamarut, penyaring dan pengaduk dalam 1 kali proses dengan memakai dua motor yaitu 1 buah motor AC sebesar 1 HP dan 1 buah motor DC sebesar 12 volt yang bertujuan untuk memudahkan proses produksi kerupuk sermier.

Hasil analisa perhitungan yang dilakukan, didapatkan bahwa pada alat pamarut menggunakan poros baja ST-60 diameter 20 mm, transmisi pulley berbahan besi cor dengan D_1 60 mm dan D_2 150 mm, sedangkan belt berbahan solid wolyn cotton tipe A dengan panjang belt 1200 mm, bearing menggunakan ball bearing single row deep groove dengan umur bantalan $B=2715636,7$ jam dan $D=8898624,8$ jam, pen berbahan ST-37 diameter 7 mm dan panjang ulir 15 mm. Gaya tekan minimal pada pamarut sebesar 2,4525 N dan gaya maksimal pada pembebanan sebesar 3 kg. Daya yang dibutuhkan adalah 0,004662 kW, tetapi menggunakan daya 1 HP. Kualitas yang dihasilkan oleh proses pamarutan pada alat pamarut adalah sangat lembut. Kapasitas yang dapat dihasilkan pada proses pamarutan adalah sebanyak 3 kg per 15 menit.

Kata kunci : Singkong, Kerupuk Sermier, Mesin 3 in 1, Pamarut, Gaya dan Daya

Halaman ini sengaja dikosongkan

ANALYSIS OF FORCE AND POWER AT TOOL GRATER 3 IN 1 MACHINE TO INCREASE PRODUCTION CAPACITY AND QUALITY OF SERMIER CRACKERS WITH LOAD 3 KG PER 15 MINUTES

Name of Student : Aidila Fitri Rachmawati
NRP : 2112 030 035
Department : Diploma III Mechanical Engineering
Advisor Lecturer : Liza Rusdiyana, ST., MT.

Abstract

Food processing-cassava still use traditional ways and tools. One of them is the processing of cassava to make crackers sermier.

A design of the production machine crackers sermier which combines the grater machine, filter and mixer in 1 time process using two motorcycles, 1 piece motor AC of 1 HP and 1 piece of 12 volt DC motor which aims to simplify the process of production of crackers sermier.

The results of the analysis of the calculation is done, it brings that on tool pamarut steel shaft using ST-60 diameter 20 mm, the transmission pulley made of cast iron with the D1 and D2 60 mm, 150 mm, while the belt made of solid wolvn cotton type A with a length of 1200 mm belt, bearings using a ball bearing single row deep groove with age bearing B = 2715636,7 hours and D = 8898624,8 hours, pen-based ST-37 diameter 7 mm and a length of 15 mm. Force on at least of grater is 2,4525 N and the maximal force on the load is 3 kg. Power on grater is 0,004662 kW, but use power 1 HP. The quality produced by the grater process in the tool grater is very soft. The capacity that can be generated in the process of grater is as much as 3 kg per 15 minutes.

Key words: *cassava, Crackers Sermier, the machine 3 in 1, Grater, Force and Power*

Halaman ini sengaja dikosongkan

KATA PENGANTAR

Alhamdulillah, segala puji dan syukur atas kehadiran Allah SWT, yang telah melimpahkan segala berkah dan rahmat-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan laporan tugas akhir ini.

Tugas Akhir ini merupakan salah satu persyaratan yang harus dipenuhi sebelum menyelesaikan pendidikan di Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS yang merupakan integrasi dari semua materi yang telah diberikan selama perkuliaan.

Adapun keberhasilan penulisan dalam penyusunan laporan ini tidak lepas berbagi pihak yang telah banyak memberikan bantuan, motivasi, dan dukungan. Untuk itu penulis ingin menyampaikan ucapan terima kasih dan penghargaan yang sebesar-besarnya kepada:

1. Ibu **Liza Rusdiyana, ST., MT.** selaku dosen pembimbing yang telah meluangkan waktu, tenaga dan pikiran untuk memberikan ide, arahan, bimbingan dan motivasi selama pengerjaan Tugas Akhir ini serta tak lupa juga kesabarannya yang sangat besar.
2. Bapak **Ir. Suhariyanto, MT** selaku Ketua Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS Surabaya.
3. Bapak **Ir. Nur Husodo, M.S** selaku Dosen Wali yang telah memberi bimbingannya selama kuliah di D3 Teknik Mesin FTI-ITS.
4. Ibu **Liza Rusdiyana, ST., MT.** selaku koordinator Tugas Akhir Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS.
5. Seluruh Dosen dan Karyawan Program Studi Diploma D3 Teknik Mesin FTI-ITS.
6. **Semua keluarga** yang selalu memberikan cinta kasih, doa dan dukungannya kepada saya.
7. Gusti Wahyu Utomo yang selalu memberi dukungan dan semangat selama pengerjaan Tugas Akhir.

8. Sahabat tercinta Lisa Andriani dan Karina Nur Rakhmawaty yang selalu memberi dukungan dan semangat selama tiga tahun di kampus tercinta.
9. Teman seperjuangan T.A, Septa, Pandu, Prastika, Esti, Nanda, Zenni, Diyan, Serly, Sefira, Edi, Kadir, dan Kreshna yang telah membantu dalam pengerjaan Tugas Akhir.
10. Mas Hadi, mas Ruhin, mas Nico, mas Sapto, mas Edo Edgar, dan Mas Asep yang membantu dan memberikan motivasi dalam pengerjaan Tugas Akhir.
11. **Teman – teman seperjuangan angkatan 2012, 2013 dan 2014** atas segala motivasi dan semangat yang diberikan.
12. Serta berbagai pihak yang belum tertulis, tetapi sangat berarti dalam penyelesaian tugas akhir ini .

Penulis menyadari sepenuhnya bahwa Tugas Akhir ini masih jauh dari kesempurnaan, sehingga penulis mengharapkan adanya kritik dan saran dari berbagai pihak, yang dapat mengembangkan Tugas Akhir ini menjadi lebih baik. Akhir kata, semoga Tugas Akhir ini bermanfaat bagi pembaca dan mahasiswa, khususnya mahasiswa Program studi Sarjana Teknik Mesin FTI-ITS dan D3 Teknik Mesin FTI-ITS.

Surabaya, Juni 2015

Penulis

DAFTAR ISI

COVER LUAR.....	i
COVER DALAM.....	iii
LEMBAR PENGESAHAN.....	v
ABSTRAK.....	vii
ABSTRACT.....	ix
KATA PENGANTAR.....	xi
DAFTAR ISI.....	xiii
DAFTAR GAMBAR.....	xvii
DAFTAR TABEL.....	xix
BAB I PENDAHULUAN.....	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	1
1.3 Batasan Masalah	2
1.4 Tujuan	2
1.5 Sistematika Penulisan	3
BAB II DASAR TEORI.....	5
2.1 Silinder Parut	5
2.2 Poros	12
2.3 Perencanaan <i>Pulley</i> dan <i>Belt</i>	16
2.3.1 Menentukan Panjang <i>Belt</i>	18
2.3.2 Menentukan Kecepatan Keliling	20
2.3.3 Gaya yang akan dipindahkan	20
2.3.4 Gaya Efektif.....	20
2.3.5 Tegangan yang Timbul Akibat Beban	21
2.3.6 Perhitungan tegangan maksimum	21

2.3.7 Perhitungan Umur <i>Belt</i>	22
2.4 <i>Bearing</i>	23
2.4.1 Macam-macam <i>Bearing</i>	23
2.4.2 Perencanaan bantalan	24
2.4.3 Umur Bantalan	27
2.5 Pen silindris	29
BAB III METODOLOGI PEMBUATAN ALAT	31
3.1 Diagram Alir Pembuatan Mesin Pamarut	31
3.1.1 Survey Lapangan	32
3.1.2 Perancangan Desain Alat Pamarut Singkong	32
3.1.3 Analisa Perhitungan Gaya dan Daya Alat Pamarut Singkong	33
3.1.4 Pembuatan Alat Pamarut Singkong	33
3.1.5 Pembuatan Silinder Parut	33
3.1.6 Pembuatan Rangka Pamarut	33
3.1.7 Pembuatan Poros Pamarut	33
3.1.8 Perakitan Alat Pamarut Singkong	34
3.1.9 Perakitan Sistem Transmisi ke Alat Pamarut	34
3.1.10 Pengujian Alat	34
3.1.11 Penulisan Laporan	34
3.2 Diagram Alir Pembuatan Mesin 3 <i>in</i> 1 untuk Produksi Kerupuk Sermier	35
3.2.1 Tinjauan Pustaka	36
3.2.2 Survey Lapangan	36
3.2.3 Data	36
3.2.4 Mekanisme Mesin	36
3.2.5 Perencanaan Mesin	37

3.2.6 Dimensi Mesin.....	37
3.2.7 Pembuatan dan Perakitan Mesin	37
3.2.8 Pengujian Mesin	37
3.2.9 Penulisan Laporan	38
BAB IV ANALISA PERENCANAAN DAN PERHITUNGAN	39
4.1 Mekanisme Pamarut.....	40
4.1.1 Rpm yang Dibutuhkan untuk Memutar Silinder Parut	41
4.1.2 Sabuk-V dan <i>Pulley</i> pada Pamarut.....	53
4.1.3 Poros pada Pamarut	64
4.1.4 Bantalan pada Pamarut	73
4.1.5 Pen pada Pamarut	75
4.1.6 Motor.....	77
4.1.7 Kapasitas Sebenarnya	79
4.2 Pengolahan Data Hasil Uji pada Mesin Pamarut	79
BAB V KESIMPULAN	81
5.1 Kesimpulan	81
5.2 Saran	81
DAFTAR PUSTAKA	83
LAMPIRAN	
BIODATA PENULIS	

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Gaya Potong Spesifik Referensi dalam Proses Freis..	11
Tabel 4.1 Perhitungan Sudut Kontak dan Panjang <i>Belt</i>	56

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Silinder Parut.....	5
Gambar 2.2 Mata Silinder Parut.....	6
Gambar 2.3 Proses Freis.....	7
Gambar 2.4 Perubahan Tebal Geram.....	8
Gambar 2.5 Dimensi Mata Parut.....	9
Gambar 2.6 Gerakan Sikloidal Gigi (Mata Potong) Pahat Freis...	9
Gambar 2.7 Lingkaran Gaya Potong (Lingkaran <i>Merchant</i>).....	10
Gambar 2.8 Poros dengan Beban Puntir dan Lentur.....	13
Gambar 2.9 Poros dengan Beban Lentur Murni.....	14
Gambar 2.10 Rasio Perbandingan Diameter <i>Pulley</i>	16
Gambar 2.11 Ukuran <i>Belt</i>	17
Gambar 2.12 Diagram Pemilihan <i>Belt</i>	18
Gambar 2.13 Ukuran-ukuran pada <i>Belt</i> dan <i>Pulley</i>	19
Gambar 2.14 Sudut Kontak yang Terjadi pada <i>Pulley</i>	19
Gambar 2.15 <i>Ball Bearing</i>	23
Gambar 2.16 Bantalan Gelinding.....	25
Gambar 2.17 Gaya pada <i>Bearing</i>	26
Gambar 2.18 Pen Silindris.....	30
Gambar 3.1 Diagram Alir Pembuatan Alat Pamarut.....	32
Gambar 3.2 Diagram Alir Pembuatan Mesin 3in 1.....	35
Gambar 4.1 Alat Pamarut.....	39
Gambar 4.2 Dimensi Silinder Parut.....	40
Gambar 4.3 Dimensi Mata Parut.....	41
Gambar 4.4 Asumsi Dimensi Singkong yang Diparut.....	42

Gambar 4.5 Mekanisme Singkong yang Terparut.....	42
Gambar 4.6 Luasan Singkong dan Silinder yang Bersinggungan.....	43
Gambar 4.7 Luasan Singkong yang Terparut.....	44
Gambar 4.8 Luasan Singkong yang Digunakan.....	45
Gambar 4.9 Proses Freis.....	46
Gambar 4.10 Dimensi Poros.....	50
Gambar 4.11 Transmisi <i>Pulley</i> dan <i>Belt</i> yang Digunakan.....	53
Gambar 4.12 Ukuran Penampang <i>V-Belt</i> Tipe A.....	54
Gambar 4.13 Rasio Perbandingan F_1 dan F_2	59
Gambar 4.14 Gaya yang Bekerja pada Poros.....	64
Gambar 4.15 <i>Free Body Diagram</i> pada Poros.....	65
Gambar 4.16 Uraian Gaya Arah Vertikal pada Poros.....	67
Gambar 4.17 Gaya Vertikal pada Poros.....	68
Gambar 4.18 Gaya Geser Arah Vertikal pada Poros Pamarut....	68
Gambar 4.19 Momen Torsi Arah Vertikal pada Poros Pamarut.	69
Gambar 4.20 Uraian Arah Gaya Horizontal pada Pamarut.....	69
Gambar 4.21 Gaya Horizontal pada Poros Pamarut.....	70
Gambar 4.22 Gaya Geser Arah Horizontal pada Proses Pamarut.....	71
Gambar 4.23 Momen Torsi Arah Vertikal pada Poros Pamarut.	71
Gambar 4.24 Reaksi Tumpun pada <i>Bearing</i>	73
Gambar 4.25 Posisi Pen terhadap Poros.....	75
Gambar 4.26 Luasan Pen yang Terkena Tegangan Geser.....	77
Gambar 4.27 Hasil Parutan Singkong.....	80

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Singkong merupakan sumber energi yang kaya karbohidrat. Di Indonesia produksi singkong mencapai urutan ketiga di dunia, yaitu mencapai 24,1 juta ton. Kandungan utamanya adalah pati dengan sedikit glukosa sehingga rasanya sedikit manis. Singkong banyak diolah untuk berbagai macam masakan dan juga dapat dimakan mentah, direbus untuk menggantikan kentang, dan pelengkap masakan. Tepung singkong dapat digunakan untuk mengganti tepung gandum. (*wikipedia.org*)

Pengolahan makanan berbahan baku singkong masih banyak yang menggunakan cara dan alat yang tradisional. Salah satunya adalah pengolahan singkong untuk membuat kerupuk sermier. Dalam pembuatan kerupuk sermier, pada semua proses mulai dari pamarutan, penyaringan dan pengadukan menggunakan alat tradisional, yaitu pamarutan yang masih menggunakan alat pamarut biasa, proses penyaringan yang masih menggunakan kain kasa dan pengadukan dengan alat pengaduk biasa.

Dibuat sebuah rancangan mesin produksi kerupuk sermier yang mengkombinasikan mesin pamarut, penyaring dan pengaduk dalam 1 kali proses dengan memakai dua motor listrik atau dinamo, yaitu 1 buah motor AC sebesar 1 HP untuk menjalankan mesin pamarut dan pengaduk dan 1 buah motor DC sebesar 12 volt untuk menjalankan proses penyaringan.

Mesin 3 in 1 ini bertujuan untuk memudahkan proses produksi kerupuk sermier serta meningkatkan kapasitas dan kualitas yang dihasilkan dari produksi kerupuk sermier.

1.2 Rumusan Masalah

Rumusan masalah yang akan dibahas dalam laporan Tugas Akhir ini mengenai Mesin 3 in 1 adalah:

1. Perencanaan yang meliputi perhitungan komponen elemen seperti: poros, *bearing*, pen, *belt* dan *pulley*

- yang diaplikasikan dalam pembuatan alat pamarut mesin 3 *in* 1 produksi kerupuk sermier.
2. Perhitungan gaya dan daya dalam mekanisme proses pamarutan pada mesin 3 *in* 1.
 3. Pengujian karakteristik pada proses pamarutan singkong ditinjau dari segi kapasitas dan kualitas produk yang dihasilkan.

1.3 Batasan Masalah

Untuk dapat menyelesaikan permasalahan, maka dilakukan pembatasan agar dalam menganalisa permasalahan yang dimaksud lebih terarah. Batasan-batasan tersebut meliputi:

1. Tidak menghitung beban merata pada kerangka mesin
2. Tidak membahas kelistrikan
3. Tidak membahas gaya dan daya mekanisme penyaring dan pengaduk
4. Getaran yang timbul selama alat yang dijalankan tidak diperhitungkan
5. Sambungan las dianggap aman

1.4 Tujuan

Tujuan dari penulisan laporan Tugas Akhir Mesin 3 *in* 1 adalah untuk:

1. Mengetahui tentang perencanaan dan perhitungan komponen-komponen elemen mesin yang sesuai, seperti poros, *bearing*, pen, *belt* dan *pulley* pada alat pamarut.
2. Mengetahui gaya dan daya yang terjadi di dalam mekanisme mesin pamarut pembuat kerupuk sermier
3. Mengetahui hasil parutan singkong ditinjau dari segi kapasitas dan kualitas produk yang dihasilkan

1.5 Sistematika Penulisan

Laporan Tugas Akhir ini disusun dengan sistematika laporan sebagai berikut:

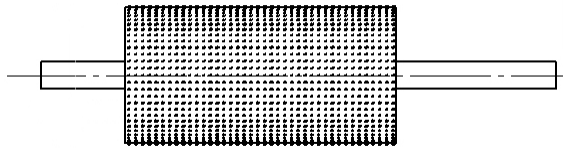
BAB I	PENDAHULUAN. Dalam bab ini berisi tentang latar belakang, rumusan masalah, batasan masalah, tujuan dan sistematika penulisan.
BAB II	DASAR TEORI. Menguraikan tentang tinjauan secara umum mesin, perencanaan daya motor, pemakaian komponen seperti: poros, <i>belt</i> dan <i>pulley</i> , pen, dan <i>bearing</i> .
BAB III	METODOLOGI PEMBUATAN ALAT Berisi tentang diagram alir pembuatan alat pamarut dan diagram alir pembuatan mesin 3 <i>in</i> 1.
BAB IV	PERENCANAAN DAN PERHITUNGAN. Dalam bab ini berisi tentang perencanaan dan perhitungan pada alat pamarut sehingga dapat diketahui gaya dan daya yang terjadi pada alat pamarut singkong.
BAB V	KESIMPULAN. Berisi tentang kesimpulan dan garis besar proses perencanaan mesin.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB II DASAR TEORI

Dalam perhitungan suatu mekanisme alat, digunakan teori-teori yang dapat mendukung dalam proses analisa dan perhitungan yang akan dibahas mengenai alat yang akan dibuat. Teori-teori yang dipakai dalam mekanisme alat pamarut pada mesin 3 in 1 adalah sebagai berikut:

2.1 Silinder Parut



Gambar 2.1 Silinder Parut

- Dalam perencanaan mesin produksi kerupuk sermier, silinder parut adalah *part* yang menerima beban secara langsung. Bila singkong dibebankan (kg) maka silinder parut akan menerima gaya berat:

$$W = m \times g$$

Dimana:

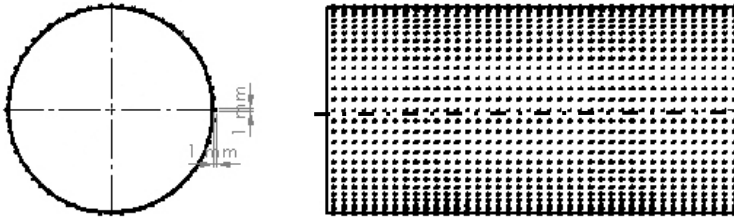
W = berat (N)

M = massa (kg)

g = gravitasi (m/s^2)

Silinder parut terbuat dari *stainless steel* (SS) type 304 dengan jumlah gigi 2520 buah dengan dimensi:

- Panjang = 1 mm
- Lebar = 1 mm
- Tinggi = 1 mm



Gambar 2.2 Mata Silinder Parut

Putaran silinder parut dapat menentukan kapasitas perencanaan dengan referensi dari 1 kali putaran silinder parut.

Volume mata parut satu putaran silinder penuh:
jumlah gigi x volume gigi

- Dalam perhitungan pengujian merujuk dari perhitungan pemesinan pada mesin *freis*. Elemen dasar yang dapat dihitung pada proses *freis* antara lain berdasarkan:

Benda kerja:

w : lebar pemotongan ; mm
a : kedalaman potong ; mm
l_w : panjang pemotongan ; mm

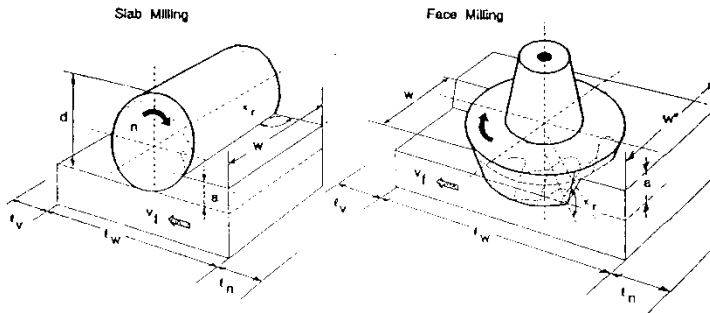
Pahat:

d : diameter luar ; mm
z : jumlah gigi (mata potong)
K_r : sudut potong utama

Mesin Freis:

n : putaran poros utama (benda kerja);
(r)/min
V_f : kecepatan makan ; mm/min

Elemen dasar yang dapat dihitung dengan rumus-rumus adalah:



Gambar 2.3 Proses Freis

1. Kecepatan potong:

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{1000} ; \text{ m/min}$$

2. Gerak makan pergigi

$$f_z = \frac{v_f}{(z \cdot n)} ; \text{ mm/gigi}$$

3. Waktu pemotongan

$$t_c = \frac{l_t}{v_f} ; \text{ min}$$

Dimana: $l_t = l_v + l_w + l_n ; \text{ mm}$

$l_v \geq \sqrt{a(d - a)} ; \text{ untuk mengefreis datar}$

$l_v \geq 0 ; \text{ untuk mengefreis tegak}$

$l_n \geq 0 ; \text{ untuk mengefreis datar}$

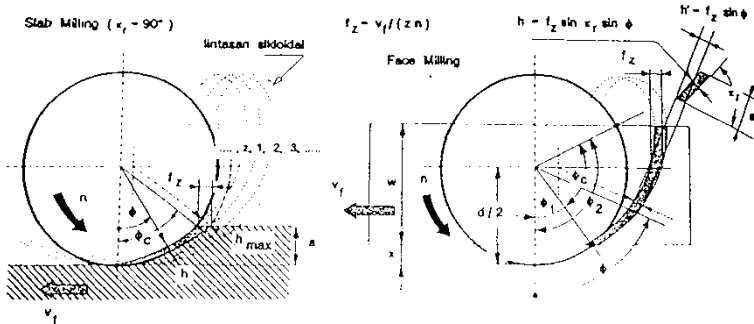
$l_n = d/2 ; \text{ untuk mengefreis tegak}$

4. Kecepatan Penghasilan geram

$$Z = \frac{v_f \cdot a \cdot w}{1000} ; \text{ cm}^3/\text{min}$$

- Gaya pemotongan pada proses *freis*

Berbeda dengan proses pemesinan yang lain, proses *freis* tidak menghasilkan geram yang tetap melainkan berbentuk koma. Tebal geram tersebut dipengaruhi gerak makan pergigi (f_z) dan sudut posisi (ϕ) yang pada setiap saat berubah harganya karena perubahan posisi mata potong (gigi pahat *freis*).

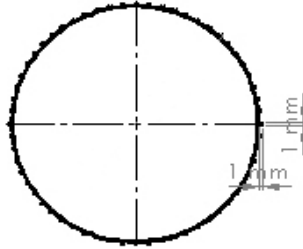


Gambar 2.4 Perubahan Tebal Geram

Untuk proses *mengefrais* datar, dengan pahat *freis* selubung bergigi lurus, tebal geram (sebelum terpotong) pada setiap saat (h) adalah:

$$h = f_z \sin \phi ; \text{ mm}$$

Gerakan dari setiap mata potong (gigi) pahat *freis* relatif terhadap benda kerja merupakan gerakan *sikloidal*, (lihat gambar 2.6). Oleh sebab itu, bagaimanapun posisi pahat *freis* relatif terhadap lebar pemotongan (pada *mengefrais* tegak) atau kedalaman potong (pada *mengefrais* datar) selalu akan memotong benda kerja dengan ketebalan geram yang berubah. Jarak antara *sikloidal* yang berurutan, pada arah kecepatan makan, akan selalu sama dan jarak ini dinamakan dengan gerak makan pergigi (f_z , *feed per tooth*; mm). Gerak makan pergigi merupakan variabel yang penting dalam proses *freis* dan harganya ditentukan oleh kecepatan makan v_f , putaran pahat n , serta jumlah gigi z yaitu:



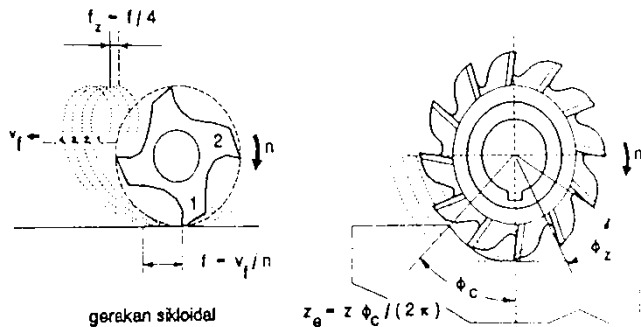
Gambar 2.5 Dimensi Mata Parut

$$f_z = \frac{v_f}{(n.z)} ; \text{mm}/(\text{gigi})$$

Tebal geram pada setiap saat ditentukan oleh sudut posisi sebagaimana diperlihatkan oleh rumus:

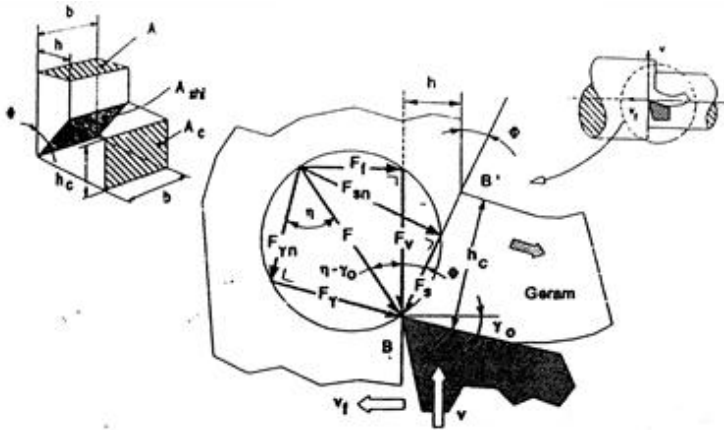
$$h = f_z \sin \phi \sin K_r$$

$$h = f_z \sin \phi, \text{ untuk } K_r 90^\circ$$



Gambar 2.6 Gerakan Sikloidal Gigi (Mata Potong) Pahat Freis dan Jumlah Gigi Efektif yang Melakukan Pemotongan Setiap Saat

Dengan demikian, gaya pemotongan untuk setiap gigi akan berfluktuasi mengikuti perubahan sudut posisi gigi. Berdasarkan analisis geometrik dari lingkaran gaya (*merchant*) maka:



Gambar 2.7 Lingkaran Gaya Pemotongan (Lingkaran *Merchant*)

Dalam proses freis tegak maka beberapa rumus gaya tangensial pergigi dapat diturunkan sebagai berikut untuk setiap sudut posisi.

Karena:

$$F_t = K_s \cdot A$$

(proses pemesinan, Taufiq Rochim)

Dimana:

$$A = h \cdot a (\sin K_r)^{-1}$$

$$h = f_z \cdot \sin K_r \cdot \sin \phi$$

$$K_s \text{ (Gaya potong spesifik)} = k_{s,1,1} h^{-p}$$

$$\text{Maka: } F_t = C (\sin \phi)^{1-p} ; N$$

Dimana:

$$C = k_{s,1,1} \times a \times f_z^{1-p} (\sin K_r)^{-p}$$

Tabel 2.1 Gaya Potong Spesifik Referensi dalam Proses Freis

Jenis Benda Kerja	Klasifikasi DIN	Kekuatan UTS, N/mm ²	k_{ref} (N/mm ²) ^{1/2}	p
Baja Struktur: (Structural Steels)	St 50	520	1990	0,25
	St 60	620	2110	0,16
Baja Mampu Laku Panas (Heat treatable Steels)	Ck 45	670	2220	0,14
	Ck 60	770	2130	0,17
Baja Sementasi (Cementation Steels)	16 Mn Cr 5	770	2100	0,27
	18 Cr Ni 6	630	2260	0,30
	42 Cr Mo 4	730	2500	0,26
	34 Cr Mo 4	600	2240	0,21
	50 Cr V 4	600	2220	0,27
	EC Mo 80	590	2290	0,17
Baja Perkakas Panas: (Hot Work Tool Steels)	55 Ni Mo V6	940 (352 BHN)		
	- annealed		1740	0,25
	- treated		1920	0,24
Baja Perkakas Ekstrusi: (Cold Extrusion T.S)	210 Cr 46	-	2100	0,26
	34 Cr 4	-	2100	0,26
Besi Tuang : (Cast Iron)	GG 26	(200 BHN)	1160	0,26
	GG 30		1100	0,26

Jika jumlah gigi efektif kurang dari satu, berarti pada setiap saat maksimum hanya ada satu gigi yang aktif memotong (pada saat yang lain tidak ada) sehingga fluktuasi penampang geram akan mencapai harga maksimum. Untuk menghindari hal ini jikalau mungkin sudut persentuhan diperbesar atau mengganti pahat freis dengan jumlah gigi yang banyak. Selain itu, dapat juga dipakai pahat *freis* selubung yang mempunyai sudut helik ($s \neq 0$) yang memungkinkan penerusan pemotongan oleh gigi berikutnya sebelum satu gigi selesai melakukan pemotongan.

2.2 Poros

Poros merupakan salah satu bagian yang terpenting dari setiap mesin. Hampir semua mesin meneruskan tenaga bersama-sama dengan putaran. Peranan utama dalam transmisi seperti itu dipegang oleh poros.

Poros untuk menentukan daya diklasifikasikan menurut pembebanannya sebagai berikut:

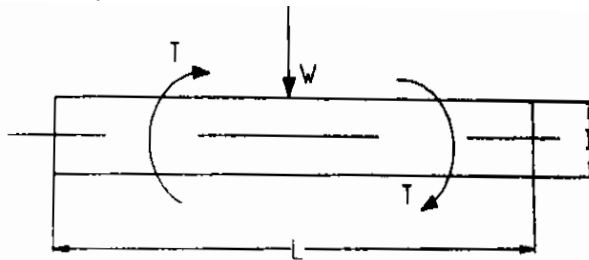
- **Poros Transmisi**
Poros macam ini mendapat beban puntir murni atau puntir dan lentur. Daya ditransmisikan kepada poros ini melalui kopling, roda gigi, *pulley* sabuk, atau sproket rantai.
- *Spindle*
Poros transmisi yang relatif pendek, seperti poros utama mesin perkakas, dimana beban utamanya berupa puntiran, disebut *spindle*. Syarat yang harus dipenuhi poros ini adalah deformasinya harus kecil dan bentuk serta ukurannya harus teliti.
- **Gandar**
Poros seperti yang dipasang di antara roda-roda kereta barang, dimana tidak mendapat beban puntir, bahkan kadang-kadang tidak boleh berputar, disebut gandar. Gandar ini hanya mendapat beban lentur, kecuali jika digerakkan oleh penggerak mula dimana akan mengalami beban puntir juga.

Untuk merencanakan sebuah poros, hal-hal ini perlu diperhatikan:

- **Kekuatan poros**
Suatu poros transmisi dapat mengalami beban puntir atau lentur, gabungan antara puntir dan lentur, juga beban tarik atau tekan. Kelelahan, tumbukan, atau pengaruh konsentrasi tegangan harus diperhatikan. Perencanaan sebuah poros harus cukup kuat untuk menahan beban-beban di atas.

- Kekakuan poros
Meskipun sebuah poros mempunyai kekuatan yang cukup, tetapi jika lenturan atau defleksi puntirnya terlalu besar akan mengakibatkan ketidaktepatan atau getaran dan suara, karena itu di samping kekuatan poros, kekakuan harus juga diperhatikan dan disesuaikan dengan mesin yang direncanakan memakai poros tersebut.
- Putaran Kritis
Bila putaran kritis suatu mesin dinaikkan, maka pada suatu harga putaran tertentu dapat terjadi getaran yang kuat. Putaran ini disebut putaran kritis. Hal ini dapat mengakibatkan kerusakan pada poros dan bagian-bagian lainnya. Jika mungkin, poros harus direncanakan putaran kerjanya lebih rendah dari putaran kritisnya.
- Bahan Poros
Untuk mesin umum biasanya dibuat dari baja yang ditarik dingin. Poros yang dipakai untuk putaran tinggi dan beban berat umumnya terbuat dari baja paduan dengan pengerasan permukaan yang tahan keausan.

Perhitungan poros disesuaikan dengan jenis pembebanannya:



Gambar 2.8 Poros dengan Beban Puntir dan Lentur

- ❖ Poros dengan beban puntir
Jika diketahui poros yang direncanakan tidak mendapat beban lain kecuali torsi, maka diameter poros tersebut dapat lebih kecil daripada yang dibayangkan. Meskipun demikian, jika diperkirakan akan terjadi pembebanan berupa lenturan tarikan

atau tekanan, misalnya jika sebuah sabuk, rantai, atau roda gigi dipasangkan pada poros motor, maka kemungkinan adanya pembebanan tambahan tersebut perlu diperhitungkan dalam faktor keamanan yang diambil.

Bila momen rencana T (kg.m) dibebankan pada suatu diameter poros d (mm), maka tegangan geser yang terjadi adalah (ref. I hal. 7):

$$|\tau| \geq \frac{T}{\left(\frac{\pi \times d^3}{16}\right)} = \frac{16 \times T}{\pi \times d^3}$$

$$|\tau| = \frac{S_{syp}}{N}$$

Dimana:

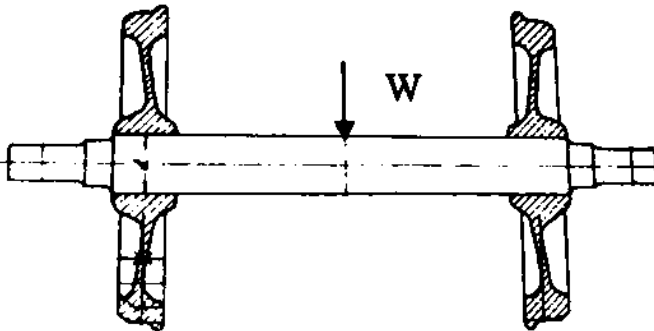
$|\tau|$: tegangan geser minimum yang diijinkan
(N/mm^2)

d : diameter minimum poros (mm)

S_{syp} : tegangan geser maksimum (N/mm^2)

N : angka keamanan

❖ Poros dengan beban lentur murni



Gambar 2.9 Poros dengan Beban Lentur Murni

Gandar dari kereta tambang dan kereta rel tidak dibebani dengan puntiran melainkan mendapat pembebanan lentur saja. Dari bahan yang dipilih dapat ditentukan tegangan lentur yang

dijijinkan $|\sigma|$, sehingga diameter poros yang diperlukan dapat diperoleh (Ref. I hal. 12)

$$|\sigma| \geq \frac{M}{\left(\frac{\pi}{32}\right) d^3} = \frac{10,2 \times M}{d^3}$$

$$d \geq \left(\frac{10,2}{\sigma_a} \times M \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$|\sigma| = \frac{Syp}{N}$$

Dimana:

σ : tegangan lentur yang diijinkan (N/mm²)

M : momen lentur (N.mm)

Syp : tegangan lentur maksimum (N/mm²)

Dalam kenyataannya gandar tidak hanya mendapat beban statis saja, melainkan juga beban dinamis. Jika diperhitungkan d_s dilakukan sekedar untuk mencakup beban dinamis secara sederhana saja, maka dalam persamaan diatas dapat diambil faktor keamanan yang lebih besar untuk menentukan σ .

❖ Poros dengan beban puntir dan lentur

Poros pada umumnya meneruskan daya melalui sabuk, roda gigi, dan rantai. Dengan demikian, poros tersebut mendapat beban puntir dan lentur sehingga pada permukaan poros akan terjadi tegangan geser karena momen puntir dan tegangan karena momen lentur. Untuk bahan yang seperti pada poros, dapat dipakai teori tegangan geser maksimum yaitu (Ref. 2 hal.338):

$$|\tau| \geq \sqrt{\left(\frac{32 \times M}{2 \times \pi \times d^3} \right)^2 + \frac{16 \times T^2}{\pi \times d^3}}$$

Dimana:

M : momen lentur (N.mm)

T : torsi (N.mm)

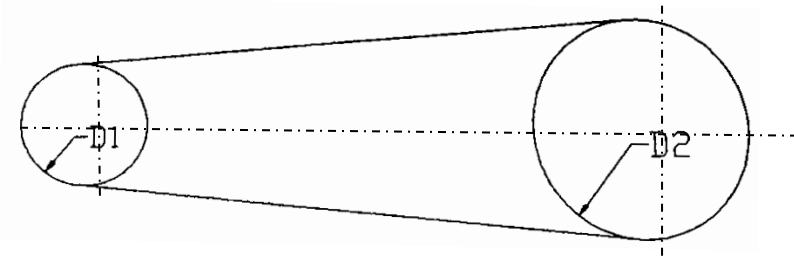
2.3 Perencanaan *Pulley* dan *Belt*

- *Pulley*

Pulley adalah salah satu elemen mesin yang digunakan untuk mentransmisikan daya yang dihasilkan oleh motor. Digunakan untuk memperkecil rpm ataupun memperbesar rpm yang berfungsi mengubah nilai torsi yang dihasilkan oleh motor. Dalam penggunaannya memakai *velocity ratio*.

Penentuan *velocity ratio* ini dimaksudkan untuk mengetahui perbandingan kecepatan dari *pulley* 1 dengan *pulley* 2. Perbandingan kecepatan tersebut dapat dinyatakan sesuai dengan persamaan:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1}$$



Gambar 2.10 Rasio Perbandingan Diameter *Pulley*

Dimana:

i : Velocity ratio

D_1 : Diameter *pulley* penggerak (mm)

D_2 : Diameter *pulley* yang digerakkan (mm)

n_1 : Putaran *pulley* penggerak (rpm)

n_2 : Putaran *pulley* yang digerakkan (rpm)

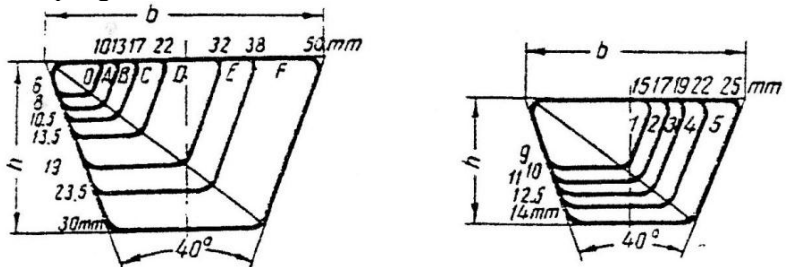
- *Belt*

Belt termasuk alat pemindah daya yang cukup sederhana yaitu cukup terpasang pada dua buah *pulley* yaitu *pulley*

penggerak dan *pulley* yang akan digerakkan. Dilihat dari penampang melintangnya, *belt* dapat dibedakan menjadi 3 (tiga) macam, antara lain:

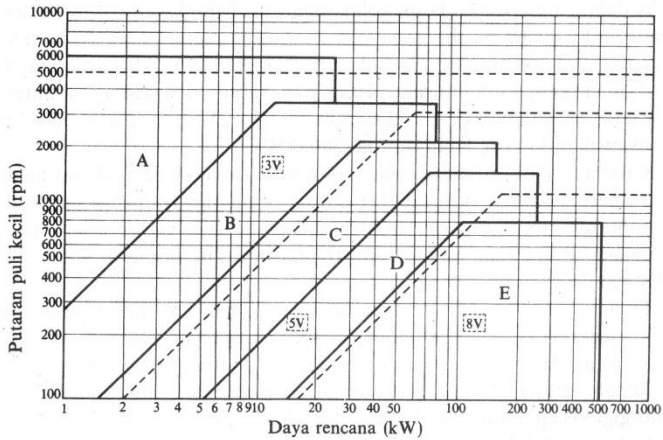
- a. *Belt* datar (*Flat Belt*)
Belt yang mempunyai penampang melintang bentuk segi empat
- b. *Belt* “V” (*V Belt*)
Belt yang mempunyai penampang melintang bentuk “V” atau trapesium
- c. *Circular Belt* atau *Rope*
Belt yang mempunyai penampang melintang bentuk lingkaran.

Pemilihan *Belt* dapat dilakukan setelah melihat gambar mesin yang akan dibuat. Dalam hal ini *V-Belt* sendiri mempunyai beberapa tipe yaitu, O, A, B, C, D, E, F dan seterusnya. Karena tersedianya berbagai macam *belt*, maka dirasa perlu untuk memilih salah satu tipe yang sesuai, berdasarkan luasan penampang *belt*.



Gambar 2.11 Ukuran *Belt*

Dengan melihat gambar 2.11 maka akan didapatkan *type belt* yang akan digunakan. Setelah semua data tersebut didapatkan, maka penentuan bahan *belt* dapat ditentukan sehingga didapatkan nilai-nilai E_b (*Modulus Elastis in Bending*), γ (*specific weight*) dan σ_{fat} dari *belt*.



Gambar 2.12 Diagram Pemilihan *Belt*

2.3.1 Menentukan Panjang *Belt*

Setelah itu, dari persamaan di bawah ini panjang *belt* dapat diketahui:

$$L = 2C + \frac{\pi}{2} (d_2 + d_1) + \frac{1}{4C} (d_2 - d_1)^2$$

Untuk rekalkulasi perhitungan terhadap panjang *belt* untuk menentukan jarak antara sumbu poros *pulley*.

$$c = \frac{b + \sqrt{b^2 - 8(d_2 - d_1)^2}}{4}$$

Dimana:

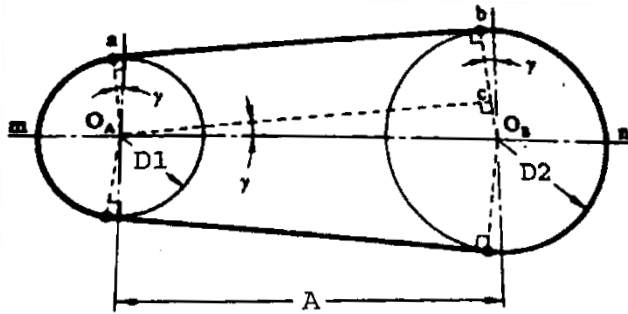
b : $L - \pi (R_1 + R_2)$

L : Panjang *Belt* (mm)

A : Jarak antara *pulley* (mm)

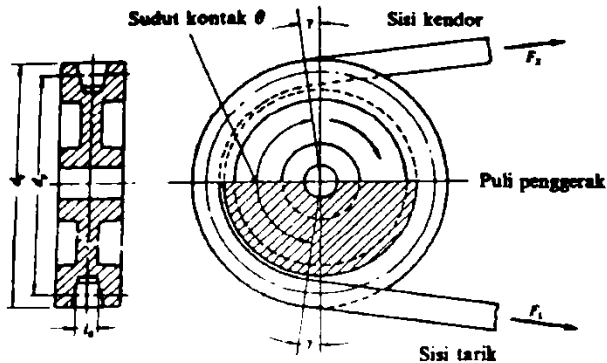
D_1 : Diameter *pulley* penggerak (mm)

D_2 : Diameter *pulley* yang digerakkan (mm)



Gambar 2.13 Ukuran-ukuran pada *Belt* dan *Pulley*

Pada umumnya hasil perhitungan untuk panjang *V-Belt* tidak sesuai dengan panjang *V-Belt* yang ada di tabel A-2. Hal ini dapat diselesaikan dengan mengambil ukuran panjang *belt* terdekat dengan nilai hasil perhitungan dan diambil nilai yang terbesar.



Gambar 2.14 Sudut Kontak yang Terjadi pada *Pulley*

Dari gambar di atas untuk mencari sudut kontak antara belt yang menghubungkan dua *pulley* adalah sebagai berikut:

$$\sin \alpha = \frac{R_2 - R_1}{c}$$

Dimana:

R : jari-jari *pulley*

C : Jarak antar sumbu poros (mm)

2.3.2 Menentukan Kecepatan Keliling

Dalam hal ini, kecepatan keliling (v) juga dapat dihitung menggunakan diameter maupun radius keliling *belt*, dengan putaran *belt* (dalam rpm), secara sistematis sebagai berikut:

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000} \text{ m/s dan } v = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60000} \text{ m/s}$$

Dimana:

v_p : Kecepatan keliling *belt* (m/s)

D_1 : Diameter *pulley* penggerak (mm)

D_2 : Diameter *pulley* yang digerakkan (mm)

n_1 : Putaran *pulley* penggerak (rpm)

n_2 : Putaran *pulley* yang digerakkan (rpm)

2.3.3 Gaya yang akan dipindahkan

$$F_{\text{rated}} = \frac{102 \cdot N}{v}$$

Dimana:

N : Daya motor (kW)

v : Kecepatan keliling (m/s)

2.3.4 Gaya Efektif

Dengan adanya gaya yang bervariasi dan akan mencapai titik maksimum, maka diperlukan suatu koreksi atas gaya keliling yang akan menjadi:

$$F_{\text{efektif}} = F_1 - F_2$$

2.3.5 Tegangan yang Timbul Akibat Beban

Penampang *belt* yang akan dipilih dengan dasar tegangan yang diambil dan tegangan yang bekerja pada *belt* persatuan luas serta faktor kecepatan dan sudut kontak. Apabila seluruh beban bekerja pada *belt* maka tegangan yang timbul akibat beban dapat ditentukan dengan persamaan:

$$\sigma_d = 2 \cdot v_0 \cdot \sigma_0$$

Dimana:

v_0 : Tegangan awal

Untuk *belt* datar 28kg/cm²

Sedangkan untuk *V-Belt* 12kg/cm²

σ_0 : titik kritis (0,7-0,9)

Dari tegangan yang timbul akibat beban ini maka akan dicari jumlah *belt* yang dipakai dengan menggunakan rumus sebagai berikut:

$$Z = \frac{F_{efektif}}{\sigma_d \cdot A}$$

Dimana:

Z : Jumlah *Belt*

A : Luasan (cm²)

σ_d : Tegangan yang timbul akibat beban

2.3.6 Perhitungan tegangan maksimum

Perhitungan tegangan maksimum ini untuk mengetahui seberapa besar tegangan yang terjadi pada *belt* selama bekerja, dimana tegangan maksimum ini tidak diijinkan apabila bernilai lebih dari tegangan ijin.

Dimana tegangan ijin (σ_{ijin}) untuk *belt* bernilai 90 kg/cm² (Dobrov hal 239)

Persamaan tegangan maksimum

$$\sigma_{\max} < \sigma_{\text{ijin}}$$

$$\sigma_{\max} = \sigma_0 + \frac{F}{2.z.A} + E_b \frac{h}{D_{\min}} + \gamma \frac{v^2}{10.g}$$

Dimana:

- σ : Gaya awal, besarnya $\leq 12\text{kg/cm}^2$
(Dobrov hal 235)
- F : gaya keliling (kg)
- z : jumlah *belt*
- A : Luas penampang *belt* (cm^2)
- γ : berat jenis *belt* (kg/cm^3)
- g : gravitasi (m/s^2)
- E_b : modulus elastisitas *belt* (kg/mm^2)
- D_{\min} : diameter minimum *pulley* (mm)

2.3.7 Perhitungan Umur *Belt*

Ada banyak faktor yang dapat mempengaruhi umur *belt*, tetapi yang terpenting adalah tegangan yang berulang (*cycles stress*) dan timbulnya panas. Perubahan tegangan yang paling besar terjadi pada saat *belt* mulai memasuki *pulley* penggerak. Secara umum persamaan untuk umur *belt* adalah:

$$\sigma_{\max}^m \times 3600 \times U \times X \times H = \sigma_{\text{fat}}^m \times N_{\text{base}}$$

Sehingga umur belt dinyatakan dengan:

$$H = \frac{N_{\text{base}}}{3600.U.X} \left[\frac{\sigma_{\text{fat}}}{\sigma_{\max}} \right]^m \text{ jam}$$

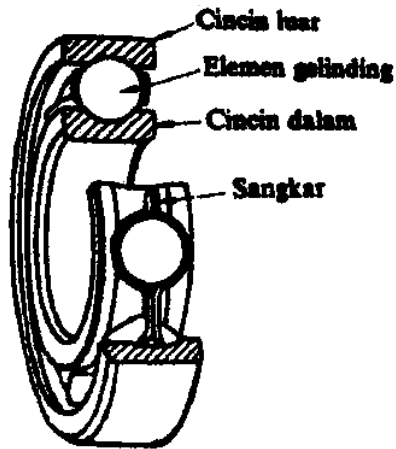
Dimana:

- N_{base} : Basis dari *fatigue test* yaitu sebesar 7^{10} *cycle*
(Dobrov hal 239)
- H : Umur *belt* (jam)
- σ_{fat} : Fatigue limit
- σ_{\max} : Tegangan *max.* yang timbul dari operasi *belt*

U	: jumlah putaran <i>belt</i> perdetik, V/L
V	: Kecepatan keliling (m/s)
L	: Panjang <i>belt</i> (mm)
x	: jumlah <i>pulley</i> yang berputar
m	: 8 untuk <i>V-Belt</i>

2.4 Bearing

Di bawah ini adalah gambar *ball bearing*.



Gambar 2.15 *Ball Bearing*

2.4.1 Macam-macam *Bearing*

Bantalan adalah elemen mesin yang menumpu pada poros berbeban, sehingga putaran atau gerakan bolak-balik dapat berlangsung secara halus, aman, dan awet. Bantalan harus cukup kokoh untuk memungkinkan poros serta elemen mesin lainnya bekerja dengan baik. Jika bantalan tidak berfungsi dengan baik, maka prestasi seluruh *system* akan menurun atau tidak dapat bekerja secara baik. Jadi, bantalan dalam pemesinan dapat disamakan peranannya dengan pondasi gedung.

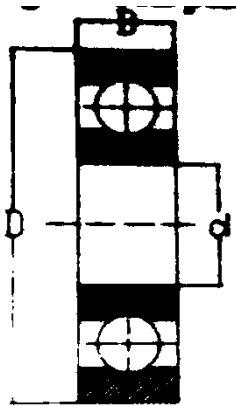
Klasifikasi Bantalan:

- Berdasarkan gerakan bantalan terhadap poros
 - a. Bantalan luncur
Pada bantalan ini terjadi gesekan luncur antara poros dan bantalan karena permukaan poros ditumpu oleh permukaan bantalan dengan perantara lapisan pelumas.
 - b. Bantalan gelinding
Pada bantalan ini terjadi gesekan gelinding antara bagian yang berputar dengan yang diam melalui elemen gelinding seperti bola (peluru), rol, atau rol jarum dan rol bulat.
- Berdasarkan arah beban terhadap poros
 - a. Bantalan radial
Pada bantalan ini arah beban yang ditumpu bantalan ini adalah tegak lurus sumbu poros
 - b. Bantalan aksial
Pada bantalan ini arah bantalan ini sejajar dengan sumbu poros
 - c. Bantalan Gelinding Khusus
Bantalan ini dapat menumpu beban yang arahnya sejajar dan tegak lurus sumbu poros

2.4.2 Perencanaan bantalan

Dalam perencanaan ini akan digunakan jenis bantalan gelinding (*rolling bearing*) karena bantalan ini mampu menerima beban radial maupun aksial relatif besar. Bantalan gelinding umumnya lebih cocok untuk beban kecil daripada bantalan luncur. Tergantung dari pada bentuk elemen gelindingnya. Putaran pada bantalan ini dibatasi oleh gaya sentrifugal yang timbul pada elemen gelinding tersebut. Karena konstruksinya yang sukar dan ketelitiannya sangat tinggi, maka bantalan gelinding dibuat oleh pabrik-pabrik tertentu saja. Adapun harganya pada umumnya lebih mahal daripada bantalan luncur. Untuk menekan biaya pembuatan serta memudahkan pemakaian bantalan gelinding diproduksi menurut *standart* dalam

berbagai bentuk dan ukuran. Keunggulan bantalan ini adalah pada gesekan yang gesekannya rendah. Pelumasannya sangat sederhana, cukup dengan gemuk (*steand peat*), bahkan pada beberapa macam bantalan yang memakai *seal* sendiri tidak perlu pelumasan lagi. Meskipun ketelitiannya sangat tinggi karena adanya gerakan elemen mesin gelinding dan sankar, pada putaran tinggi bantalan ini agak gaduh dibandingkan bantalan luncur. Pada waktu memilih bantalan, ciri masing-masing harus dipertimbangkan sesuai dengan pemakaian.

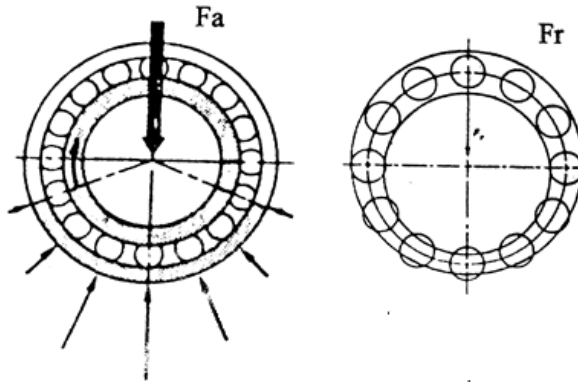


Gambar 2.16 Bantalan Gelinding

Bantalan menerima beban yang berkombinasi antara beban radial (F_r) dan beban aksial (F_a), serta pada suatu kondisi ring dalamnya, sedangkan ring luarnya berputar, sehingga beban ekivalent (P) sebagai berikut : (Sularso, perencanaan elemen mesin, 2002)

$$P = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

[Sularso, Perencanaan Elemen Mesin, 2002]



Gambar 2.17 Gaya pada *Bearing*

Dimana:

- X : Faktor beban radial
- Y : Faktor beban radial
- V : Faktor putaran;
ring dalam yang berputar ($V=1$)
ring luar yang berputar ($V=1,2$)
- F_r : Beban radial
- F_a : Beban aksial

Harga X dan Y dapat dicari dengan *table* lampiran (Sularso, Dasar perencanaan dan pemilihan elemen mesin, 2000)

X : Konstanta radial

Y : Konstanta Axial

Hasil perhitungan beban ekuivalen diatas tidak memperhitungkan adanya beban kejut dan *impact*. Maka agar lebih aman dari beban ini dan dapat menghindari kerusakan bantalan lebih awal, beban ekuivalen tersebut menjadi:

$$P = F_s (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a)$$

Dimana:

- V : Konstanta kondisi beban
 - 1,0 untuk beban rata
 - 1,7 untuk beban berat

Jika beban radialnya jauh lebih besar daripada beban aksial, maka beban ekuivalen dapat dituliskan sebagai berikut:

$$P = F_s(V.F_r)^{35}$$

[Machine Design Theory and Practice, 1975:486]

Walaupun bantalan gelinding disebut juga bantalan anti gesekan (*Anti Friction Bearing*), karena adanya beban putaran akan dapat terjadi peristiwa *slip* dan histeris (teori elastisitas), sehingga timbul gesekan di antara komponen bantalan yaitu ring luar, bola, rol, dan ring di dalamnya. Akibat dari gesekan ini maka akan menyebabkan kehilangan daya, dan secara pendekatan kehilangan daya tersebut dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut:

$$H_p = \frac{T.n}{63000} = \frac{f.F_r.d.n}{126.059} \cdot hp \text{ (Kw)}$$

Dimana :

- H_p : daya yang hilang karena torsi gesekan (hp)
- N : putaran poros (rpm)
- D : diameter lubang bantalan (m)
- F_r : gaya radial bantalan (N)
- f : koefisien gesek

Koefisien gesek pada *table* didasarkan atas *type* bantalannya serta kondisinya. Dan perlu untuk diketahui bahwa koefisien gesek f yang terdapat dalam *table* dapat diadakan modifikasi atau perubahan tergantung kepada perencanaan, yang dikaitkan dengan *temperature* kerja, kecepatan berputarnya, beban dan pelumasannya, diluar keadaan operasionalnya.

2.4.3 Umur Bantalan

Dalam pemilihan bantalan gelinding ini, umur bantalan sangat perlu diperhatikan yang juga didasarkan kepada beban yang diterimanya, dan di bawah ini terdapat beberapa definisi tentang umur-umur bantalan:

1. Umur (*life*)
Diartikan sebagai jumlah perputaran yang dapat dicapai dari bantalan sebelum mengalami kerusakan atau kegagalan yang pertama pada masing-masing elemennya seperti *ring*, atau bola/rol.
2. Umur berdasarkan kepercayaan (*rating life*)
Diartikan pula sebagai umur yang dicapai dalam jumlah putaran yang dapat dicapai berdasarkan kepercayaan (*reliability*) 90% berarti dianggap 10% kegagalan. Umur disimbolkan dengan L_{10} dalam jumlah perputaran atau L_{10} dalam satuan jam dengan anggapan putaran konstan.
3. *Basic* kemampuan menerima beban (*basic load rating*)
Disebut juga dengan “*Dynamic load rating* (Beban dinamis)” diartikan sebagai beban yang mampu diterima dalam keadaan dinamis berputar dalam jumlah putaran konstan 1.000.000 (10^6) putaran dengan *ring* luar tetap dan *ring* dalam yang berputar disimbolkan dengan C .
4. Kemampuan menerima beban statis (*Basic Statis Load Rating*)
Diartikan sebagai jumlah beban radial yang mempunyai hubungan dengan defleksi total yang terjadi secara permanen pada elemen-elemen bantalannya, yang memberikan bidang tekanannya. Disimbolkan dengan C_o .

Perhitungan bantalan akan didapat harga C_o dan C yang tergantung dari diameter lubang, seri dimensi dan jenis bantalan dimana:

1. C (Kapasitas nominal bantalan dinamis spesifik)
Yaitu: beban dalam arah tetap dan konstan yang diterima oleh sejumlah bantalan yang berputar 10^6 putaran yang mana 90% dari bantalan tersebut tidak mengalami kerusakan.
2. C_o (Kapasitas bantalan statis spesifik)
Yaitu: beban radial yang diterima bantalan sehingga total deformasi permanen gelinding dan cincin maksimal 0,0001 kali diameter element gelinding. Sehingga disini umur bantalan dapat dihitung dengan menggunakan rumus:

Untuk diameter bola lebih dari 25,4 (mm), maka harga C adalah:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^6 \times 10^{-4}$$

Untuk diameter bola lebih dari 25,4 (mm), maka harga C adalah:

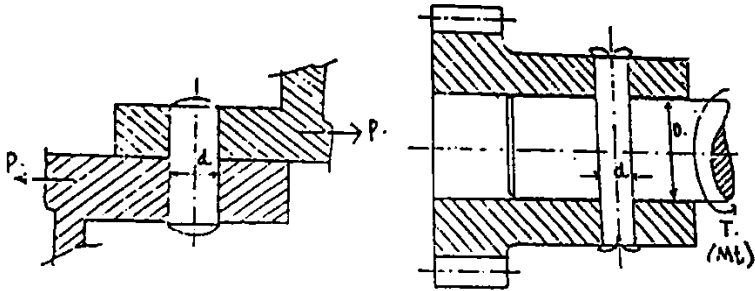
$$C = f c (i \cos \alpha)^{0,7} Z^{2/3} \times 3,647 D_a^{1,4}$$

Dimana:

L_{10h}	: umur nominal bantalan (jam kerja)
P	: Beban ekuivalen (N)
C	: Beban Dinamis (N)
b	: 3 untuk <i>ball bearing</i> : $\frac{10}{3}$ untuk <i>rolling bearing</i>
n	: putaran (rpm)
α	: sudut kontak minimal
D_a	: Diameter bola (mm)
f_c	: Faktor koreksi
i	: Jumlah baris bola dalam satu bantalan
Z	: Jumlah bola dalam tiap baris

2.5 Pen silindris

Pen dengan dimensi silindris dapat ditinjau dari beban yang timbul, beban yang timbul pada pen dengan dimensi ini adalah beban geser yang disebabkan oleh beban puntir atau torsi dan tergantung juga pada penggunaan pen tersebut.



Gambar 2.18 Pen Silindris

Tegangan geser yang timbul:

$$F_t = \frac{T}{d}, |\tau| \geq \frac{F_t}{\pi \cdot r^2}$$

Dimana:

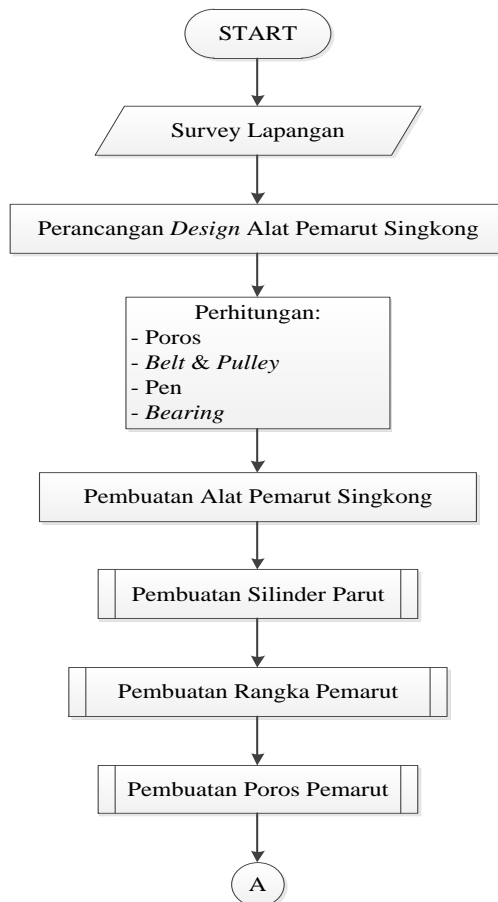
- F_t : gaya akibat torsi
- T : torsi yang bekerja pada poros
- $|\tau|$: tegangan geser yang diijinkan

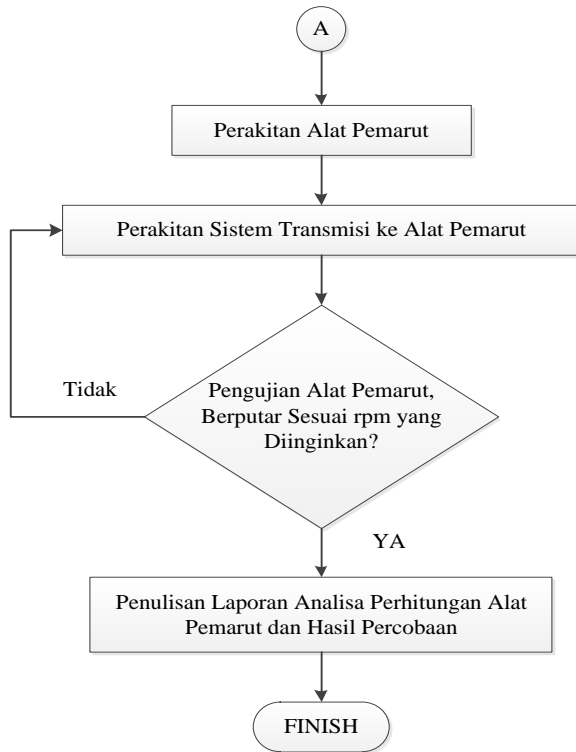
BAB III

METODOLOGI PEMBUATAN ALAT

Dalam melakukan perancangan dan pembuatan sebuah alat, digunakan suatu metodologi yang berfungsi untuk memberikan langkah-langkah secara berurutan agar memudahkan dalam perancangan dan pembuatan alat yang akan dibuat. Metodologi yang digunakan adalah sebagai berikut:

3.1 Diagram Alir Pembuatan Mesin Pamarut





Gambar 3.1 Diagram Alir Pembuatan Alat Pamarut

3.1.1 Survey Lapangan

Pada tahap ini, dilakukan sebuah survey lapangan tentang alat seperti yang dibutuhkan oleh UKM yang memproduksi kerupuk sermier agar produksi kerupuk sermier dapat bertambah banyak dengan waktu yang cepat dan mendapatkan kualitas yang baik.

3.1.2 Perancangan Desain Alat Pamarut Singkong

Setelah memunculkan suatu ide untuk membuat alat pamarut singkong, dilakukan sebuah rancangan alat pamarut yang menggambarkan alat pamarut beserta dimensi-dimensinya yang

akan dibuat untuk mewujudkan pembuatan alat pamarut singkong.

3.1.3 Analisa Perhitungan Gaya dan Daya Alat Pamarut Singkong

Setelah dilakukan perancangan desain untuk alat pamarut singkong, dilakukan analisa perhitungan untuk mengetahui seberapa besar daya yang diperlukan untuk dapat menjalankan proses pamarutan dengan kapasitas maksimal 3 kg dengan penggunaan adanya *belt* dan *pulley*, *bearing*, pen, dan poros. Serta untuk menghitung seberapa besar gaya minimal yang diperlukan agar singkong dapat terparut.

3.1.4 Pembuatan Alat Pamarut Singkong

Pada tahap pembuatan alat pamarut singkong, dilakukan 3 tahap, yaitu pembuatan silinder parut, rangka parut, dan poros untuk pamarut.

3.1.5 Pembuatan Silinder Parut

Pada tahap ini, dilakukan pemotongan *roll* kayu sesuai diameter yang diinginkan, pemotongan plat *stainless steel* (menggunakan plat dari bahan *stainless* karena tahan terhadap korosi, pemberian mata parut pada plat *stainless steel*, kemudian dilakukan penyambungan plat aluminium sesuai dengan diameter silinder *roll* kayu yang sudah dibuat.

3.1.6 Pembuatan Rangka Pamarut

Setelah silinder pamarut selesai, selanjutnya dilakukan pembuatan rangka pamarut yang berfungsi sebagai hopper yaitu tempat masuknya singkong yang akan diparut dan juga sebagai penutup agar singkong yang telah terparut tidak berceceran.

3.1.7 Pembuatan Poros Pamarut

Setelah rangka selesai, dilakukan pembuatan poros yang berfungsi sebagai penahan beban dan gaya dari silinder pamarut

dan sebagai penyambungan transmisi agar alat pamarut dapat berputar.

3.1.8 Perakitan Alat Pamarut Singkong

Setelah silinder pamarut, rangka pamarut, dan poros selesai dibuat, dilakukan suatu perakitan yaitu pemasangan plat *stainless steel* yang sudah di *roll* sesuai dengan diameter *roll* kayu pada *roll* kayu, pemasangan poros ke dalam lubang *roll* kayu, pemasangan pada kerangka alat pamarut, pemasangan *pengunci* dan *bearing* pada alat pamarut, dan pemasangan pulley dengan diameter 150 mm pada poros pamarut

3.1.9 Perakitan Sistem Transmisi ke Alat Pamarut

Penyambungan *pulley* diameter 60 mm dengan poros pada motor 1 HP, kemudian pemasangan *belt* pada *pulley* diameter 150 mm pada pamarut dengan *pulley* diameter 60 mm, Penyambungan kabel motor AC 1 HP ke tombol ON OFF, kemudian penyambungan ke stop kontak

3.1.10 Pengujian Alat

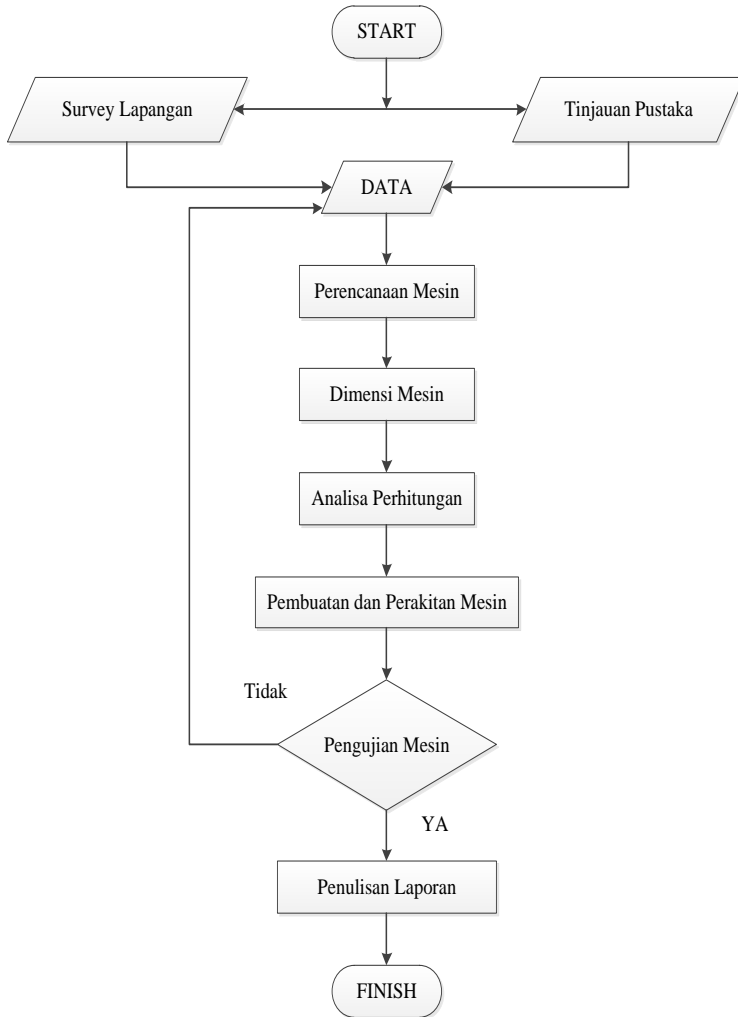
Setelah perakitan alat pamarut singkong dan perakitan sistem transmisi selesai, kemudian dilakukan pengujian alat. Jika alat pamarut dapat berputar sesuai dengan rpm yang diinginkan, maka dilanjutkan untuk tahap selanjutnya yaitu pembuatan laporan analisa perhitungan dan hasil percobaan. Tetapi jika alat pamarut tidak dapat berputar, maka dilakukan pengecekan ulang pada penyambungan sistem transmisi alat pamarut singkong dengan motor untuk mengetahui apa yang menjadi penyebab ketidaksesuaian pada pengujian alat pamarut singkong.

3.1.11 Penulisan Laporan

Jika pengujian alat berhasil, maka selanjutnya adalah penulisan laporan tentang perencanaan dan perhitungan dari gaya dan daya yang dihasilkan serta hasil dari percobaan alat yang telah dilakukan pada alat pamarut singkong.

3.2 Diagram Alir Pembuatan Mesin 3 in 1 untuk Produksi Kerupuk Sermier

Untuk membuat suatu perencanaan mesin diperlukan tahapan-tahapan seperti yang berada pada diagram alir di bawah ini:



Gambar 3.2 Diagram Alir Pembuatan Mesin 3in 1

3.2.1 Tinjauan Pustaka

Untuk menunjang penelitian ini penulis melakukan studi literatur dari berbagai sumber buku pegangan untuk menentukan jenis bahan, gaya yang bekerja sebagai analisa untuk menentukan dimensi mesin yang sebenarnya dan pengetahuan tentang bahan baku sebagai informasi untuk menentukan desain.

3.2.2 Survey Lapangan

Sebelum merencanakan suatu alat harus melakukan suatu pengamatan di lapangan, karena dari pengamatan tersebut dapat mengetahui peralatan yang dibutuhkan. Dari pengamatan langsung di lapangan yang hanya menggunakan alat tradisional dalam pembuatan kerupuk sermier mulai dari proses pamarutan dan pengadukan.

3.2.3 Data

Dari survey lapangan dan pencarian data dalam tinjauan pustaka, diperoleh data yang akan digunakan untuk proses pembuatan mesin 3 in 1.

3.2.4 Mekanisme Mesin

Cara kerja mesin ini dimulai dari bekerjanya motor penggerak. Motor penggerak memutar poros kemudian didistribusikan ke sistem melalui *belt*. Dari hasil putaran poros *pulley* ini menggerakkan poros silinder parut.

Daya dari motor penggerak juga didistribusikan ke sistem pengaduk melalui *belt* yang kemudian ditransmisikan dalam *gear box* yang kemudian memutar *gear*, dari *gear* daya menggerakkan poros pengaduk.

Jadi dua sistem pamarut dan pengaduk yang menggunakan satu motor, yang dipisahkan dengan *tensioner* yang bertujuan untuk pengencangan belt agar tidak terjadi slip ketika proses berjalan.

3.2.5 Perencanaan Mesin

Dari studi literatur yang ada dan pengamatan di lapangan dapat dibuat suatu mekanisme mesin dan perencanaan mesin pembuat kerupuk sermier.

3.2.6 Dimensi Mesin

Pada tahap ini ditentukan dimensi mesin yang akan dibuat. Dalam menentukan dimensi alat tersebut mengacu pada data-data yang diperoleh di lapangan sebagai acuan sehingga dimensi alat tidak terlalu besar maupun kecil.

- Panjang mesin tersebut adalah 50 cm
- Lebar mesin tersebut adalah 50 cm
- Tinggi mesin tersebut adalah 90 cm

Dalam tahap ini dilakukan perhitungan mengenai gaya parut yang dihasilkan oleh putaran silinder parut melalui mekanisme *belt* dan *pulley*.

3.2.7 Pembuatan dan Perakitan Mesin

Dengan hasil perhitungan perencanaan mesin dan daya yang digunakan, maka dapat dibuat sebuah rancangan mesin produksi kerupuk sermier dimana dengan pembuatan alat tersebut dapat diketahui gaya-gaya yang terjadi.

3.2.8 Pengujian Mesin

Pada tahap ini dilakukan pengujian terhadap mesin untuk mengetahui mesin bekerja dengan baik atau tidak dengan acuan kapasitas yang dihasilkan mesin dan kualitas produk yang dihasilkan.

- *Setup* alat uji dan latar belakang

Dalam pengujian sistem pamarut diberikan pembebanan bervariasi mulai dari 500 gram sampai 3kg.

- Merencanakan pengujian
 - a. Parameter-parameter uji

Yang akan diuji dalam penulisan tugas akhir ini adalah faktor-faktor yang mempengaruhi kualitas dan efisiensi waktu serta kinerja mesin itu sendiri.
 - b. Alat bantu yang dipakai

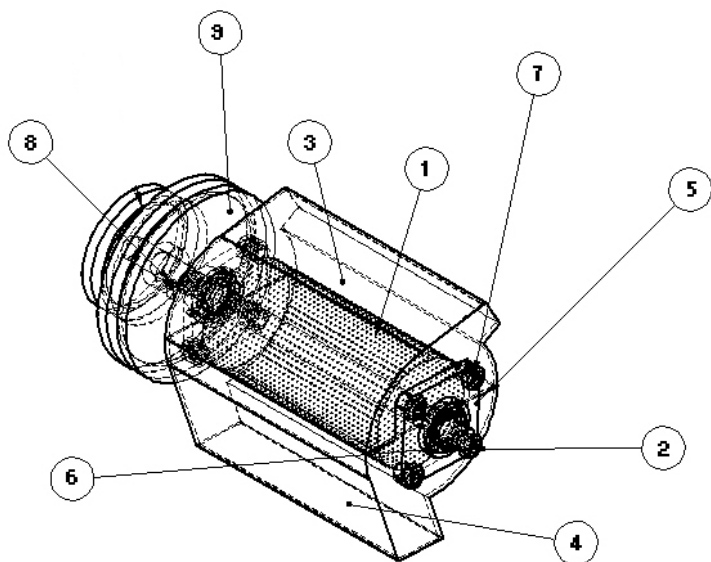
Timbangan

Berfungsi mengukur berat singkong yang akan diparut serta mengukur pembebanan dari beberapa pengujian.

3.2.9 Penulisan Laporan

Setelah mendapatkan data-data yang diperlukan dari hasil perhitungan dan perwujudan mesin, maka dibuat laporan mengenai hasil rancangan atau pembuatan alat tersebut.

BAB IV ANALISA PERENCANAAN DAN PERHITUNGAN



Gambar 4.1 Alat Pamarut

Keterangan:

- 1 : silinder parut
- 2 : poros pamarut
- 3 : rangka atas pamarut
- 4 : rangka bawah pamarut
- 5 : Pengunci poros dan pamarut
- 6 : *bearing*
- 7 : baut
- 8 : pen
- 9 : *pulley*

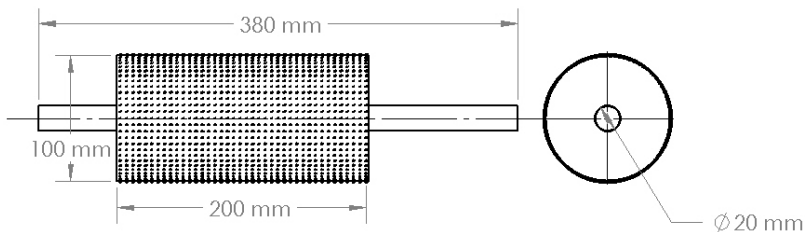
4.1 Mekanisme Pamarut

Mekanisme pamarut menggunakan mekanisme yang telah ada di pasaran. Untuk kemudian dirangkaikan dengan alat pengaduk dan penyaring dalam proses pembuatan kerupuk sermier ini dalam merencanakan mekanisme pamarut.

Bagian-bagian yang dihitung secara teoritis adalah:

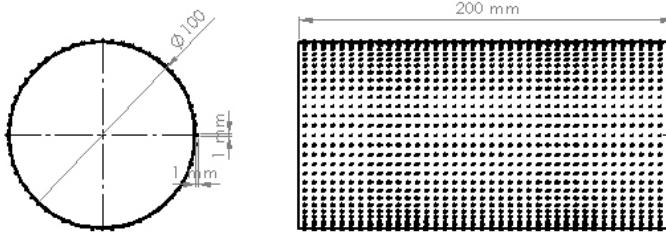
1. Torsi
2. Poros
3. *Belt* dan *pulley*
4. Bantalan
5. Pen
6. Motor listrik

Kapasitas mekanisme pamarut ini direncanakan sebesar 3 kg per 15 menit. Dari kapasitas yang diinginkan ini dapat diperoleh kecepatan putar dari silinder parut. Dimensi dari silinder parut yang akan ditentukan adalah sebagai berikut:



Gambar 4.2 Dimensi Silinder Parut

- | | |
|---------------------|------------------------------|
| - panjang | = 200 mm |
| - diameter | = 100 mm |
| - keliling | = $\pi \times d$ |
| | = $3,14 \times 100$ mm |
| | = 314 mm |
| - jarak antar parut | = 5 mm |
| - jumlah parut | = $40 \times 63 = 2520$ buah |



Gambar 4.3 Dimensi Mata Parut

Sedangkan dimensi dari parutnya sendiri adalah:

- panjang = 1 mm
- lebar = 1 mm
- tinggi = 1 mm

Dari dimensi parut ini dapat dihitung volume mata parut keseluruhan dalam satu kali putaran:

$$\text{Volume}_{\text{mata parut}} = 2520 \times (1\text{ mm} \times 1\text{ mm} \times 1\text{ mm})$$

$$\text{Volume}_{\text{mata parut}} = 2520 \text{ mm}^3/\text{putaran}$$

4.1.1 Rpm yang Dibutuhkan untuk Memutar Silinder Parut

Putaran silinder parut didapatkan dengan cara:

- Mencari Luas Singkong

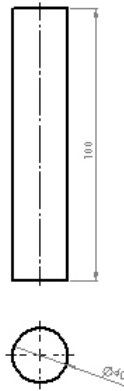
$$A_{\text{singkong}} = \frac{1}{4} \pi d^2$$

A_{singkong} : Luas spesimen singkong

Diasumsikan:

d : diameter = 40 mm

p : panjang sigkong = 100 mm



Gambar 4.4 Asumsi Dimensi Singkong yang Diparut

Sehingga:

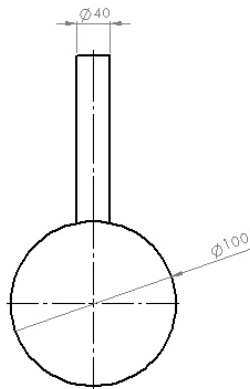
$$A_{\text{singkong}} = \frac{1}{4} \pi d^2$$

$$A_{\text{singkong}} = \frac{1}{4} \pi (40 \text{ mm})^2$$

$$A_{\text{singkong}} = 1257,2 \text{ mm}^2$$

$$A_{\text{singkong}} = 0,0013 \text{ m}^2$$

Jadi, luas singkong yang akan diparut adalah $0,0013 \text{ m}^2$



Gambar 4.5 Mekanisme Singkong yang Terparut

$$A_{\text{silinder}} = \frac{1}{10} \times 2 \times \pi \times r \times t$$

Dimana:

A_{silinder} : Luasan silinder yang memarut maksimal

r : jari-jari silinder parut = 50 mm

t : panjang silinder parut = 200 mm

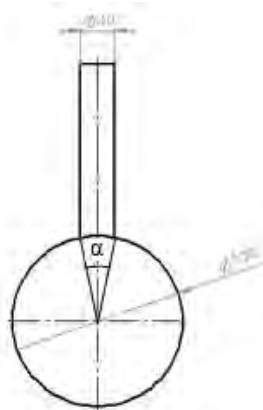
$$A_{\text{silinder}} = \frac{1}{10} \times 2 \times \pi \times 50 \text{ mm} \times 200 \text{ mm}$$

$$A_{\text{silinder}} = 6,285 \text{ mm}^2$$

$$A_{\text{silinder}} = 0,0063 \text{ m}^2$$

Jadi, luas singkong dan silinder yang memarut maksimal adalah 1: 4,85

- Luas Singkong yang Bersinggungan dengan Silinder Pamarut



Gambar 4.6 Luasan Singkong dan Silinder yang Bersinggungan

$$\tan \alpha = \frac{40 \text{ mm}}{50 \text{ mm}}$$

$$\alpha = \arctan \frac{40 \text{ mm}}{50 \text{ mm}}$$

$$\alpha = 38,65^\circ$$

$$\frac{\alpha}{360^\circ} \times \text{keliling silinder} = d_{\text{singkong yang bersinggungan}}$$

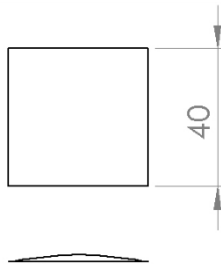
$$\frac{38,65^\circ}{360^\circ} \times (2\pi r_{\text{silinder}}) = d_{\text{singkong yang bersinggungan}}$$

$$\frac{38,65^\circ}{360^\circ} \times (2\pi \times 50 \text{ mm}) = d_{\text{singkong yang bersinggungan}}$$

$$0,1074 \times 314,28 \text{ mm} = d_{\text{singkong yang bersinggungan}}$$

$$d_{\text{singkong yang bersinggungan}} = 33,75 \text{ mm}$$

- Luas singkong yang terparut:



Gambar 4.7 Luasan Singkong yang Terparut

$$A_{\text{syt}} = \frac{1}{4} \pi d^2$$

Dimana:

A_{syt} : Luas singkong yang terparut

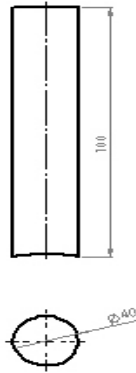
$$A_{\text{syt}} = \frac{1}{4} \pi d^2$$

$$A_{\text{syt}} = \frac{1}{4} \pi (33,75 \text{ mm})^2$$

$$A_{\text{syt}} = 895 \text{ mm}^2$$

$$A_{\text{syt}} = 0,000895 \text{ m}^2$$

- Luasan singkong yang digunakan:



Gambar 4.8 Luasan Singkong yang Digunakan

Luasan singkong yang digunakan adalah:

$$A_{SYD} = A_{\text{singkong}} - A_{\text{syt}}$$

Dimana:

A_{SYD} : Luasan singkong yang digunakan

$$A_{SYD} = A_{\text{singkong}} - A_{\text{syt}}$$

$$A_{SYD} = 1257,2 \text{ mm}^2 - 895 \text{ mm}^2$$

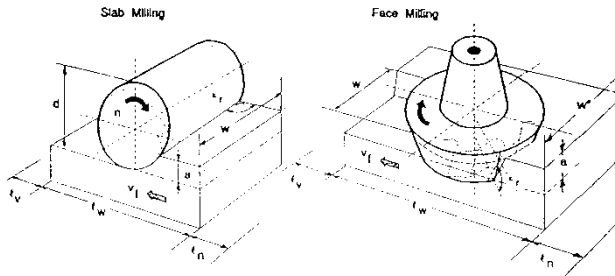
$$A_{SYD} = 362,2 \text{ mm}^2$$

$$A_{SYD} = 0,000362 \text{ m}^2$$

Jadi luasan singkong yang digunakan untuk menghitung gaya potong adalah $362,2 \text{ mm}^2$

- Perhitungan Gaya Potong

Perhitungan gaya potong pada proses pamarut dilakukan seperti pada perhitungan proses freis yaitu pada freis datar (*slab milling*):



Gambar 4.9 Proses Freis

Benda Kerja:

w = lebar pemotongan ; mm

a = kedalaman potong ; mm

l_w = panjang pemotongan ; mm

Pahat:

d = diameter luar

z = jumlah gigi

K_r = Sudut potong utama

Mesin Freis:

n = putaran poros utama (benda kerja) ; (r)/min

V_f = kecepatan makan ; mm/min

Elemen dasar yang dapat dihitung dengan rumus-rumus adalah:

$$F_{tm} = A_m k_{sm}$$

Dimana:

F_{tm} : gaya potong pergigi rata-rata ; N

A_m : Luas Penampang geram sebelum terpotong; mm^2

K_{sm} : Gaya potong spesifik rata-rata; N/mm^2

1. Luas Penampang geram sebelum terpotong

$$A_m = b \cdot h_m$$

Dimana:

b : lebar geram sebelum terpotong; mm

Proses Freis datar : $b = w$

h_m : tebal geram sebelum terpotong; mm

$$h_m = f_z \sqrt{a/d}$$

Dimana:

f_z = Gerak makan per gigi

d = diameter silinder parut

$$f_z = \frac{V_f}{(n \cdot z)} ; \text{mm}/(\text{gigi})$$

Dimana:

V_f : kecepatan makan ; mm/min

z : jumlah mata parut

$$V_f = \frac{\pi x d x n}{1000} ; \text{m}/\text{min}$$

Sehingga:

$$f_z = \frac{V_f}{(n \cdot z)}$$

$$f_z = \frac{\frac{\pi x d x n}{1000}}{(n \cdot z)}$$

$$f_z = \frac{\pi x d}{(1000 \cdot z)}$$

Maka:

$$h_m = f_z \sqrt{a/d}$$

$$h_m = \frac{\pi x d}{(1000 \cdot z)} \sqrt{a/d}$$

Asumsi:

$$a = 0,0275 \text{ mm}$$

$$a = 0,0000275 \text{ m}$$

$$h_m = \frac{\pi x d}{(1000 \cdot z)} \sqrt{a/d}$$

$$h_m = \frac{\pi x 100 \text{ mm}}{(1000 \cdot 2520)} \sqrt{0,0000275 \text{ m} / 0,1 \text{ m}}$$

$$h_m = \frac{\pi}{(25200)} \sqrt{0,0000275 \text{ m} / 0,1 \text{ m}}$$

$$h_m = \frac{\pi}{(25200)} \sqrt{0,000275}$$

$$h_m = \frac{\pi}{(25200)} 0,0166$$

$$h_m = \frac{0,0521}{(25200)}$$

$$h_m = 0,0207 \times 10^{-4} \text{ m}$$

$$h_m = 0,00207 \text{ mm}$$

Sehingga:

$$A_m = b \cdot h_m$$

$$A_m = 40 \text{ mm} \times 0,00207 \text{ mm}$$

$$A_m = 0,082 \text{ mm}^2$$

2. Gaya Potong Spesifik Rata-rata

$$K_{sm} = \frac{F_s}{A_{SYD}} = \frac{m x a_s}{A_{SYD}} = \frac{m x \frac{v^2}{r}}{A_{SYD}} = \frac{m x \frac{(\sqrt{gxr})^2}{r}}{A_{SYD}} = \frac{m x \frac{g x r}{r}}{A_{SYD}} = \frac{m x g}{A_{SYD}}$$

$$K_{sm} = \frac{3 \text{ kg} \times 9,81 \text{ m/det}^2}{362,2 \text{ mm}^2}$$

$$K_{sm} = \frac{29,43 \text{ kg m/det}^2}{362,2 \text{ mm}^2}$$

$$K_{sm} = \frac{29340 \text{ kg mm/det}^2}{362,2 \text{ mm}^2}$$

$$K_{sm} = 81,25 \text{ N/mm}^2$$

Sehingga gaya potong yang terjadi pada proses pamarutan adalah:

$$F_{tm} = A_m k_{sm}$$

$$F_{tm} = 0,082 \text{ mm}^2 \times 81,25 \text{ N/mm}^2$$

$$F_{tm} = 6,66 \text{ N}$$

Jadi gaya potong yang terjadi pada proses pamarutan adalah sebesar 6,66 N

- Torsi Silinder Parut

Torsi silinder parut didapat dengan cara mengalikan momen inersia silinder dengan percepatan sudut silinder.

$$\text{Torsi} = I_{\text{silinder}} \times \alpha_{\text{silinder}}$$

Momen inersia silinder merupakan jumlah dari momen inersia selubung silinder, poros silinder dan *pulley*:

$$I_{\text{silinder}} = I_{\text{silinder parut}} + I_{\text{poros}} + I_{\text{pulley2}}$$

- Momen inersia silinder parut

Silinder parut terbuat dari bahan *Stainless Steel* (SS) tipe 304, dengan massa jenis 8060 kg/m^3 sehingga dapat dicari massa silinder parut:

$$m_s = v_s \times \rho_s$$

$$m_s = \pi \cdot d \times \text{tebal}_{\text{silinder parut}} \times \text{panjang}_{\text{silinder parut}} \times \rho_s$$

$$m_s = \pi \times 0,1 \text{ m} \times 0,002 \text{ m} \times 0,2 \text{ m} \times 8060 \text{ kg/m}^3$$

$$m_s = 1,0133 \text{ kg}$$

Dari hasil di atas, maka besarnya momen inersia silinder parut adalah:

$$I = M \cdot R^2$$

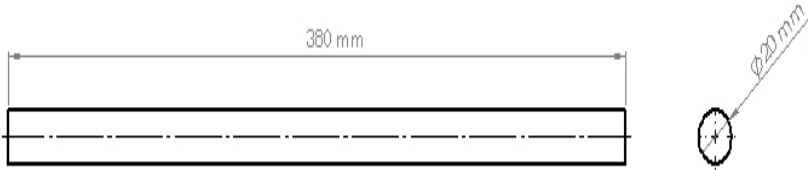
$$I_{\text{silinder parut}} = m_s \times r_{\text{silinder parut}}^2$$

$$I_{\text{silinder parut}} = 1,0133 \text{ kg} \times (0,05\text{m})^2$$

$$I_{\text{silinder parut}} = 2,5 \times 10^{-3} \text{ kg.m}^2$$

Jadi, momen Inersia pada silinder parut sebesar $2,5 \times 10^{-3} \text{ kg.m}^2$

- Momen inersia pada poros



Gambar 4.10 Dimensi Poros

Poros terbuat dari bahan baja St-60, dengan massa jenis 7849 kg/m^3 , sehingga dapat dicari massa poros:

$$m_p = v_p \times \rho_p$$

$$m_p = \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d_{\text{poros}}^2 \times l_{\text{poros}} \times \rho_{\text{poros}}$$

$$m_p = \frac{1}{4} \times \pi \times (0,02\text{m})^2 \times 0,38 \text{ m} \times 7849 \text{ kg/m}^3$$

$$m_p = \frac{1}{4} \times \pi \times 0,0004 \text{ m}^2 \times 0,38 \text{ m} \times 7849 \text{ kg/m}^3$$

$$m_p = 0,9373 \text{ kg}$$

Dari hasil di atas, maka besarnya momen inersia poros:

$$I = \frac{1}{2} M \cdot R^2$$

$$I_{\text{poros}} = \frac{1}{2} \times m_p \times r_{\text{poros}}^2$$

$$I_{\text{poros}} = \frac{1}{2} \times 0,9373 \text{ kg} \times (0,01\text{m})^2$$

$$I_{\text{poros}} = \frac{1}{2} \times 0,9373 \text{ kg} \times 0,1 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$I_{\text{poros}} = 0,0468 \times 10^{-3} \text{ kg.m}^2$$

- Momen inersia *pulley* 2:

Bahan *pulley* terbuat dari besi cor dengan diameter 150 mm. Massa *pulley* sebesar 2 kg. Dari massa *pulley* ini, maka dapat dihitung momen inersia *pulley*:

$$I = M.R^2$$

$$I_{\text{pulley 2}} = \frac{1}{2} \times m_{\text{pulley 2}} \times r_{\text{pulley 2}}^2$$

$$I_{\text{pulley 2}} = \frac{1}{2} \times 2 \text{ kg} \times (0,075\text{m})^2$$

$$I_{\text{pulley 2}} = \frac{1}{2} \times 2 \text{ kg} \times 0,0056 \text{ m}^2$$

$$I_{\text{pulley 2}} = 5,6 \times 10^{-3} \text{ kg.m}^2$$

Jadi, momen inersia pada *pulley* 2 sebesar $5,6 \times 10^{-3} \text{ kg.m}^2$

- Momen inersia keseluruhan silinder

$$I_{\text{silinder}} = I_{\text{silinder parut}} + I_{\text{poros}} + I_{\text{pulley 2}}$$

$$I_{\text{silinder}} = 2,5 \times 10^{-3} \text{ kg.m}^2 + 0,0468 \times 10^{-3} \text{ kg.m}^2 + 5,6 \times 10^{-3} \text{ kg.m}^2$$

$$I_{\text{silinder}} = 8,14 \times 10^{-3} \text{ kg.m}^2$$

3. Torsi silinder parut:

Setelah diketahui besar momen inersia dan percepatan sudut, maka torsi dapat dihitung:

Percepatan sudut silinder:

$$\alpha_{\text{silinder}} = \frac{v^2}{r}$$

$$\alpha_{\text{silinder}} = \frac{(\sqrt{g x r})^2}{r}$$

$$\alpha_{\text{silinder}} = g$$

$$\alpha_{\text{silinder}} = 9,81 \text{ rad/det}^2$$

$$T_{\text{silinder parut}} = I_{\text{silinder}} \times \alpha_{\text{silinder}}$$

$$T_{\text{silinder parut}} = 8,14 \times 10^{-3} \text{ kg.m}^2 \times 9,81 \text{ rad/det}^2$$

$$T_{\text{silinder parut}} = 79,85 \times 10^{-3} \text{ kg.m}^2/\text{det}^2$$

$$T_{\text{silinder parut}} = 0,07985 \text{ N.m}$$

Jadi, torsi pada silinder parut sebesar 0,07985 N.m

4. Daya yang dibutuhkan (Daya Momen Inersia)

Daya yang dibutuhkan untuk dapat memutar silinder pematik pada saat diberikan beban maksimal 3 kg adalah:

$$N_{zm} = F_{tm} \times v$$

Dimana:

N_{zm} : Daya yang dibutuhkan ; Kw

v : kecepatan lingkaran arah vertikal ; m/det

$$N_{zm} = F_{tm} \times (\sqrt{g x r})$$

$$N_{zm} = 6,66 \text{ N} \times (\sqrt{9,81 \text{ m/det}^2 \times 0,05 \text{ m}})$$

$$N_{zm} = 6,66 \text{ N} \times (\sqrt{0,49 \text{ m}^2/\text{det}^2})$$

$$N_{zm} = 6,66 \text{ N} \times 0,7 \text{ m/det}$$

$$N_{zm} = 4,662 \text{ W}$$

$$N_{zm} = 0,004662 \text{ kW}$$

5. rpm yang dihasilkan

Setelah diketahui dayanya, maka dapat dihitung rpm yang dibutuhkan untuk menggerakkan silinder parut, yaitu:

$$T = 9549 \times \frac{N}{n}$$

$$T_{\text{silinder parut}} = 9549 \times \frac{N_{zm}}{n}$$

$$n = \frac{9549 \times N_{zm}}{T_{\text{silinder parut}}}$$

$$n = \frac{9549 \times 0,004662}{0,07985}$$

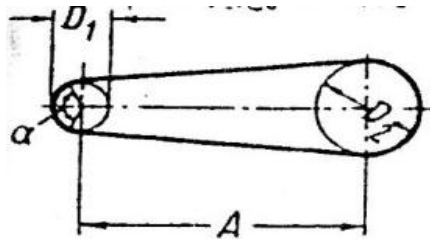
$$n = \frac{44,5174}{0,07985}$$

$$n = 557,5 \text{ rpm}$$

$$n = 560 \text{ rpm}$$

Jadi, rpm yang dibutuhkan agar dapat memutar silinder parut dengan beban maksimal 3 kg adalah sebesar 560 rpm.

4.1.2 Sabuk-V dan *Pulley* pada Pamarut

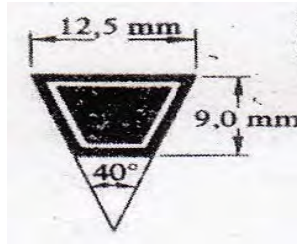


Gambar 4.11 Transmisi *Pulley* dan *Belt* yang Digunakan

Pulley pada pamarut berfungsi hanya sebagai penghubung antara motor dan silinder parut, karena daya dan putaran keduanya sama. Perhitungan *V-Belt* dan *puley* dimulai dengan mengetahui daya yang akan ditransmisikan.

Putaran yang direncanakan	= 560 rpm
Torsi yang dibutuhkan	= 0,07985 N.m
Daya perencanaan	= 0,746 kW

Dengan bantuan diagram pemilihan *V-Belt* pada gambar 2.12, maka digunakan *V-Belt* tipe A.



Gambar 4.12 Ukuran Penampang *V-Belt* Tipe A

Berat jenis *V-Belt* (γ) umumnya adalah : $1,36 \times 10^{-5} \text{ kgf/mm}^3$

Luas penampang *V-Belt* tipe A (A) : 81 mm^2

Maka, berat *V-Belt* per satuan panjang adalah:

$$q = \gamma \times A$$

$$q = 1,36 \cdot 10^{-5} \text{ kgf/mm}^3 \times 81 \text{ mm}^2$$

$$q = 1,10 \times 10^{-3} \text{ kgf/mm}$$

$$q = 1,10 \text{ kgf/m}$$

$$q = 10,78 \text{ N/m}$$

Koefisien gesek antara *V-Belt* dengan material karet dan *pulley* yang terbuat dari besi cor sebesar:

$$f = 0,3$$

Jarak antar poros direncanakan sebesar $A = 400 \text{ mm}$

Diameter *pulley* beban $D_2 = 150 \text{ mm}$

- Diameter *pulley* penggerak

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1}$$

$$\frac{1400 \text{ rpm}}{560 \text{ rpm}} = \frac{150 \text{ mm}}{D_1}$$

$$D_1 = \frac{150 \text{ mm} \times 560 \text{ rpm}}{1400 \text{ rpm}}$$

$$D_1 = \frac{84000}{1400} \text{ mm}$$

$$D_1 = 60 \text{ mm}$$

Diameter yang ada di pasaran = 60 mm

- Kecepatan linier *V-Belt* dapat dihitung dengan rumus:

$$V_{belt} = \frac{\pi \cdot N_{pulley\ 1} \cdot D_{pulley\ 1}}{60 \times 1000}$$

Dimana:

V : kecepatan linier *V-Belt* (m.s)

D_1 : Diameter *pulley* penggerak (mm)

N_p : putaran *pulley* penggerak (rpm)

Sehingga:

$$V_{belt} = \frac{\pi \cdot N_{pulley\ 1} \cdot D_{pulley\ 1}}{60 \times 1000}$$

$$V_{belt} = \frac{\pi \times 1400 \times 60}{60000}$$

$$V_{belt} = \frac{264000}{60000}$$

$$V_{belt} = 4,4 \text{ m/det}$$

Tabel 4.1 Perhitungan Sudut Kontak dan Panjang *Belt*

Sketch				
Arc of contact between the belt and the smaller pulley	$\alpha \approx 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{A} 60^\circ$	$\alpha \approx 180^\circ - \frac{D_2 + D_1}{A} 60^\circ$	$\alpha \approx 180^\circ - \frac{D_2}{A} 60^\circ$	$\alpha \approx 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{A} 60^\circ + \frac{(D_1 + D_2 - 2E)}{2A_p}$
Geometrical length of belt (disregarding tension and sag)	$L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A}$	$L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 + D_1)^2}{4A}$	$L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{D_2^2 + D_1^2}{4A}$	$L = (A + Ap + C) + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{8A} + \frac{(D_2 + D_p)^2}{8A} + \frac{(D_1 + D_p)^2}{8C} - \frac{E}{Ap} \frac{(D_1 + D_p)}{2} - \frac{E}{C} \frac{(D_2 + D_p)}{2}$

Jarak antar poros (A) = 320 mm
Diameter *pulley* penggerak (D_1) = 60 mm
Diameter *pulley* beban (D_2) = 150 mm

Maka, panjang *V-Belt* standar yang dibutuhkan dapat dicari dengan rumus:

$$L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A}$$

$$L = 2 \times 320 \text{ mm} + \frac{\pi}{2}(150 \text{ mm} + 60 \text{ mm}) + \frac{(150 \text{ mm} - 60 \text{ mm})^2}{4 \times 320 \text{ mm}}$$

$$L = 800 \text{ mm} + \frac{\pi}{2}(210 \text{ mm}) + \frac{(90 \text{ mm})^2}{4 \times 320 \text{ mm}}$$

$$L = 800 \text{ mm} + 330 \text{ mm} + \frac{8100}{1280} \text{ mm}$$

$$L = 800 \text{ mm} + 330 \text{ mm} + 6,33 \text{ mm}$$

$$L = 1136 \text{ mm}$$

Panjang *V-Belt* sebesar 1136 mm, tetapi berdasarkan yang ada di pasaran maka digunakan *V-Belt* yang sepanjang 1200 mm.

- Sudut kontak dari sabuk pada alur *pulley* dapat dicari dengan rumus:

$$\alpha = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{A} 60^\circ$$

$$\alpha = 180^\circ - \frac{150 \text{ mm} - 60 \text{ mm}}{320 \text{ mm}} 60^\circ$$

$$\alpha = 180^\circ - \frac{90 \text{ mm}}{320 \text{ mm}} 60^\circ$$

$$\alpha = 180^\circ - 0,28 \times 60^\circ$$

$$\alpha = 180^\circ - 16,8^\circ$$

$$\alpha = 163,2^\circ$$

$$\alpha = 163,2^\circ \times \frac{\pi}{180^\circ}$$

$$\alpha = 163,2^\circ \times 0,0174 \text{ rad}$$

$$\alpha = 2,8 \text{ rad}$$

Sudut kontak ini memenuhi syarat karena berada dalam batas aman. Sehingga gaya sentrifugal *belt* dapat dicari dengan rumus:

$$F_g = q \frac{v^2}{g}$$

$$F_g = 10,78 \text{ N/m} \frac{(4,4 \text{ m/det})^2}{9,81 \text{ m/det}^2}$$

$$F_g = 10,78 \text{ N/m} \frac{19,36 \text{ m}^2/\text{det}^2}{9,81 \text{ m/det}^2}$$

$$F_g = 10,78 \text{ N/m} (1,97 \text{ m})$$

$$F_g = 21,27 \text{ N}$$

Karena dari perhitungan torsi yang dibutuhkan, telah diketahui sebesar 0,07985 N.m dan gaya sentrifugal *belt* juga telah didapatkan sebesar 21,27 N. Maka dapat dihitung gaya tarikan pada *belt* (F_1) dan gaya sisi kendor *belt* (F_2).

- Faktor kemiringan *belt*

$$m = e^{\frac{f x \alpha}{\sin(0,5\beta)}}$$

$$m = e^{\frac{f x \alpha}{\sin(0,5 \times 40^\circ)}}$$

$$m = e^{\frac{f x \alpha}{\sin 20}}$$

$$m = e^{\frac{0,3 \times 2,8 \text{ rad}}{\sin 20}}$$

$$m = e^{\frac{0,84}{0,342}}$$

$$m = e^{2,45}$$

$$m = 11,6$$

$$F_1 = F_g + \left(\frac{m}{m-1} \right) \times \left(\frac{T_{\text{silinder parut}}}{r_{\text{pulley}_1}} \right)$$

$$F_1 = 21,27 \text{ N} + \left(\frac{11,6}{11,6-1} \right) \times \left(\frac{0,07985 \text{ N.m}}{0,030 \text{ m}} \right)$$

$$F_1 = 21,27 \text{ N} + \left(\frac{11,6}{10,6} \right) \times (2,66 \text{ N})$$

$$F_1 = 21,27 \text{ N} + (1,09) \times (2,66 \text{ N})$$

$$F_1 = 21,27 \text{ N} + 2,9 \text{ N}$$

$$F_1 = 24,17 \text{ N}$$

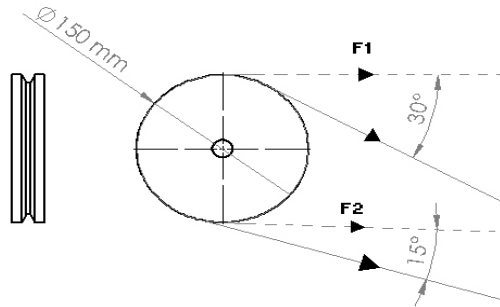
$$F_2 = F_1 - \left(\frac{T_{\text{silinder parut}}}{r_{\text{pulley}_1}} \right)$$

$$F_2 = 24,17 \text{ N} - \left(\frac{0,07985 \text{ N.m}}{0,030 \text{ m}} \right)$$

$$F_2 = 24,17 \text{ N} - (2,66 \text{ N})$$

$$F_2 = 21,51 \text{ N}$$

Jadi, gaya pada sisi tarik *pulley* dan sisi kendor *pulley* beban berturut-turut adalah $F_1 = 24,17 \text{ N}$, $F_2 = 21,51 \text{ N}$. Memenuhi syarat apabila $F_1 > F_2$



Gambar 4.13 Rasio Perbandingan F_1 dan F_2

- Gaya tekan *pulley* terhadap poros merupakan jumlah gaya pada kedua sisi

$$F_1 = \cos 30 \times 24,17 \text{ N}$$

$$F_1 = 0,866 \times 24,17 \text{ N}$$

$$F_1 = 20,93 \text{ N}$$

$$F_2 = \cos 15 \times 21,51 \text{ N}$$

$$F_2 = 0,965 \times 21,51 \text{ N}$$

$$F_2 = 20,77 \text{ N}$$

$$F_{\text{pulley}} = F_1 + F_2$$

$$F_{\text{pulley}} = 20,93 \text{ N} + 20,77 \text{ N}$$

$$F_{\text{pulley}} = 41,7 \text{ N}$$

$$F_{\text{pl}} = 41,7 \text{ N}$$

- F efektif (untuk menjalankan torsi silinder parut sebesar $0,07985 \text{ N.m}$)

$$T_{\text{total}} = F_e \times r_{\text{pulley } 2}$$

$$F_e = \frac{T_{\text{silinder parut}}}{r_{\text{pulley } 2}}$$

$$F_e = \frac{0,07985 \text{ N.m}}{0,075 \text{ m}}$$

$$F_e = 1,0647 \text{ N}$$

Untuk menggerakkan mekanisme dibutuhkan F_{efektif} sebesar 1,0647 N

- Torsi yang dibutuhkan untuk menggerakkan mekanisme

$$T = F_e \times r$$

Dimana:

r : jari-jari *pulley* penggerak

$$T_{\text{mekanisme pulley 1}} = F_e \times r_{\text{pulley 1}}$$

$$T_{\text{mekanisme pulley 1}} = 1,0647 \text{ N} \times 0,030 \text{ m}$$

$$T_{\text{mekanisme pulley 1}} = 0,0319 \text{ N.m}$$

- Gaya yang dipindahkan (F_{rated})

$$F_{\text{rated}} = \frac{102 \cdot P}{v}$$

Dimana:

N : daya yang ditransmisikan (kW)

$$F_{\text{rated}} = \frac{102 \cdot P}{v}$$

$$F_{\text{rated}} = \frac{102 \cdot 0,746 \text{ kW}}{4,4 \text{ m/det}}$$

$$F_{\text{rated}} = \frac{76,092}{4,4} \text{ kgf}$$

$$F_{\text{rated}} = 17,3 \text{ kgf}$$

$$F_{\text{rated}} = 169.5 \text{ N}$$

- Tegangan untuk memindahkan beban
 - σ_0 untuk *v-belt* adalah $12 \frac{kg}{cm^2}$
 - v untuk *v-belt* adalah 0,7-0,9

$$\sigma_d = 2 \cdot \sigma_0 \cdot v$$

$$\sigma_d = 2 \times 12 \frac{kg}{cm^2} \times 0,7$$

$$\sigma_d = 16,8 \frac{kg}{cm^2}$$
- Jumlah *belt* yang digunakan

$$Z = \frac{F_e}{\sigma_d \times A}$$

$$Z = \frac{1,0647 \text{ N}}{16,8 \frac{kg}{cm^2} \times 0,81 \text{ cm}^2}$$

$$Z = \frac{0.1085692 \text{ kgf}}{16,8 \frac{kg}{cm^2} \times 0,81 \text{ cm}^2}$$

$$Z = \frac{0.1085692}{13,6}$$

$$Z = 0,008$$

Jadi, *belt* yang digunakan 1 buah

- Perhitungan tegangan maksimum
Dimana tegangan ijin (σ_{ijin}) untuk *V-belt* bernilai 90 kg/cm^2 (dobrov hal 239)
Persamaan tegangan maksimum:

$$\sigma_{max} < \sigma_{ijin}$$

$$\sigma_{max} = \sigma_0 + \frac{F}{2.z.A} + E_b \frac{h}{D_{min}} + \gamma \frac{v^2}{10.g}$$

Dimana:

σ : gaya awal, besarnya $\leq 12 \text{ kg/cm}^2$ (Dobrov hal 235)

F : gaya keliling (N)

Z : jumlah *belt*

h : tebal *belt* (cm)

A : luas penampang *belt* (cm^2)

γ : berat jenis *belt* (kg/cm^3)

g : gravitasi (m/s^2)

E_b : Modulus elastisitas *belt* (kg/mm^2)

D_{\min} : Diameter minimum *pulley* (mm)

$$\sigma_{\max} = \sigma_0 + \frac{F_e}{2.z.A} + E_b \frac{h}{D_{\min}} + \gamma \frac{v^2}{10.g}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{\max} &= 12 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} + \frac{0.1085692 \text{ kgf}}{2.x \ 1 \times 0,81 \text{ cm}^2} + \\ &1000 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \frac{0,9 \text{ mm}}{60 \text{ mm}} + \\ &0,00136 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^3} \frac{(4,4 \text{ m/det})^2}{10 \times 9,81 \text{ m/det}^2} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{\max} &= 12 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} + \frac{0.1085692 \text{ kgf}}{1,62 \text{ cm}^2} + 15 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} + \\ &0,00136 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^3} \left(\frac{19,36 \text{ m}^2/\text{det}^2}{98,1 \text{ m/det}^2} \right) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{\max} &= 12 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} + 0,067 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} + 15 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \\ &+ 0,00136 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^3} (0,19 \text{ m}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sigma_{\max} &= 12 \text{ kg/cm}^2 + 0,067 \text{ kgf/cm}^2 + 15 \text{ kg/cm}^2 \\ &+ 0,00136 \text{ kgf/cm}^3 (19,7 \text{ cm})\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sigma_{\max} &= 12 \text{ kg/cm}^2 + 0,067 \text{ kgf/cm}^2 + 15 \text{ kg/cm}^2 \\ &+ 0,026 \text{ kgf/cm}^2\end{aligned}$$

$$\sigma_{\max} = 27,09 \text{ kg/cm}^2$$

- Perhitungan umur *belt*
Sehingga umur *belt* dinyatakan dengan:

$$H = \frac{N_{base}}{3600 \cdot U \cdot x} \left[\frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{max}} \right]^m (\text{jam})$$

Dimana:

N_{base} : basis dari *fatigue test* yaitu sebesar 10^7 *cycle* (Dobrov hal 239)

H : Umur *belt* (jam)

σ_{fat} : *fatigue limit* (Untuk V-*belt* : $\sigma_{fat} = 90$ kg/cm²)

σ_{max} : tegangan max yang timbul dari operasi *belt*

v : kecepatan keliling (m/s)

L : panjang *belt* (mm)

x : jumlah *pulley* yang berputar

m : 8 untuk V-*belt*

U : jumlah putaran *belt* per detik

$$U = \frac{v}{L}$$

$$U = \frac{4,4 \text{ m/det}}{1,2 \text{ m}}$$

$$U = 3,6 \text{ putaran/detik}$$

$$H = \frac{N_{base}}{3600 \cdot U} \cdot \left[\frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{max}} \right]^m$$

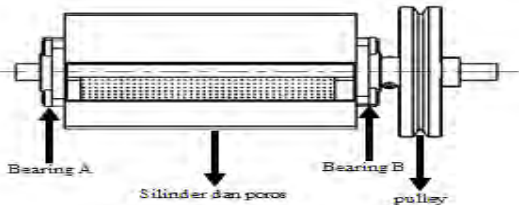
$$H = \frac{10^7}{3600 \cdot x_{detik}^{3,6} \cdot 2} \left[\frac{90 \text{ kg/cm}^2}{27,09 \text{ kg/cm}^2} \right]^8$$

$$H = \frac{10^7}{25920} [3,32]^8$$

$$H = 385,8 \times 14760,6$$

$$H = 5694648 \text{ jam}$$

4.1.3 Poros pada Pamarut



Gambar 4.14 Gaya yang Bekerja pada Poros

Data awal dalam perhitungan poros pada pamarut adalah sebagai berikut:

Bahan : baja ST-60

Angka keamanan (N) : 2,5 (bahan diketahui, beban konstan)

Tegangan Yield point (S_{yp}):

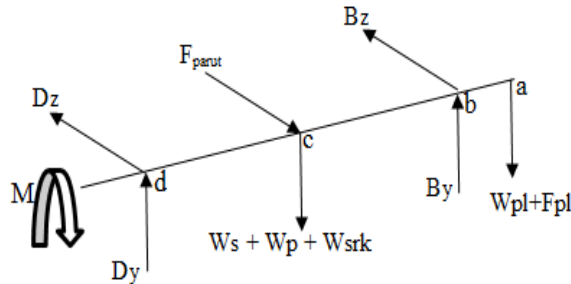
$$S_u = \text{ST-60} = 60 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

$$S_{yp} = 0,7 \cdot S_u$$

$$S_{yp} = 0,7 \times 60 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

$$S_{yp} = 42 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

Untuk menghitung diameter tegangan geser atau poros perlu diketahui gaya-gaya yang bekerja pada poros tersebut dan juga bahan dari poros itu sendiri. Dalam merencanakan dan menghitung diameter poros dapat digunakan diagram keseimbangan gaya. Uraian gaya yang bekerja dapat ditunjukkan gambar:



Gambar 4.15 *Free Body Diagram* pada Poros

Keterangan gambar:

- Wpl : berat *pulley*
- Fpl : gaya *pulley* terhadap poros
- Bz : gaya horizontal pada bantalan A
- By : Gaya vertikal pada bantalan A
- Fpr : Gaya parut singkong
- Ws : berat silinder parut
- Wp : berat poros
- Dz : gaya horizontal pada bantalan B
- Dy : gaya vertikal pada bantalan B

Jarak pada gambar:

Jarak a-b = 50 mm

Jarak b-c = 125 mm

Jarak c-d = 125 mm

- Berat *pulley* (Wpl)

$$W = m \times g$$

$$W_{pl} = m_{pl} \times g$$

$$W_{pl} = 2 \text{ kg} \times 9,81 \text{ m/det}^2$$

$$W_{pl} = 19,62 \text{ N}$$

Jadi berat *pulley* sebesar 19,62 N

- Berat poros (W_p)

Berat poros yang digunakan adalah berat terpusat poros

$$W_p = \rho \times g \times V$$

$$W_p = 7849 \text{ kg/m}^3 \times 9,81 \text{ m/det}^2 \times \pi (0,01 \text{ m})^2 \times 0,38 \text{ m}$$

$$W_p = 7849 \text{ kg/m}^3 \times 9,81 \text{ m/det}^2 \times \pi (0,0001 \text{ m}^2) \times 0,38 \text{ m}$$

$$W_p = 9,19 \text{ N}$$

Jadi berat terpusat poros adalah 9,19 N

- Berat silinder parut (W_s)

Berat silinder parut yang digunakan adalah berat terpusat silinder parut. Untuk mendapatkan berat terpusat silinder parut, terlebih dahulu dicari beban terdistribusi dari parut:

$$W_s = \rho \times g \times V$$

$$W_s = 8060 \text{ kg/m}^3 \times 9,81 \text{ m/det}^2 \times \pi \times (0,05 \text{ m})^2 \times 0,2 \text{ m}$$

$$W_s = 8060 \text{ kg/m}^3 \times 9,81 \text{ m/det}^2 \times \pi \times 0,0025 \text{ m}^2 \times 0,2 \text{ m}$$

$$W_s = 124,2 \text{ N}$$

Jadi, berat terpusat silinder parut sebesar 124,2 N

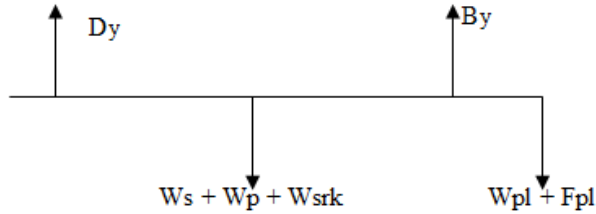
- Berat silinder *roll* kayu (W_{srk})

$$W_{srk} = m_{roll \text{ kayu}} \times g$$

$$W_{srk} = 24,9 \text{ kg} \times 9,81 \text{ m/det}^2$$

$$W_{srk} = 244,2 \text{ N}$$

Jadi, berat silinder *roll* kayu sebesar 244,2 N



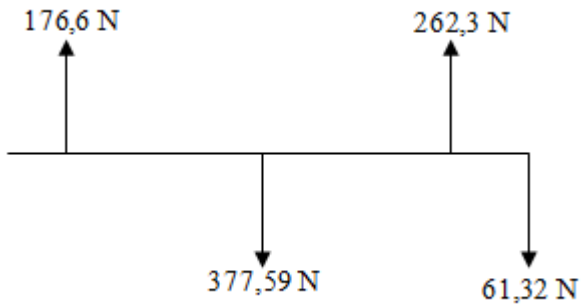
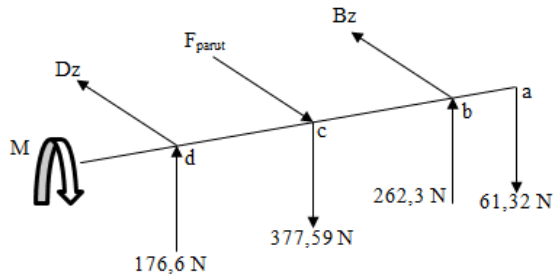
Gambar 4.16 Uraian Gaya Arah Vertikal pada Poros

Dari gambar 4.16 dapat dihitung besarnya gaya arah vertikal pada *bearing*:

$$\begin{aligned}
 +\uparrow \sum F_y &= 0 \\
 -(W_{pl} + F_{pl}) + B_y - (W_s + W_p + W_{srk}) + D_y &= 0 \\
 -(19,62 \text{ N} + 41,7 \text{ N}) + B_y - (124,2 \text{ N} + 9,19 \text{ N} + 244,2) + D_y &= 0 \\
 -(61,32 \text{ N}) + B_y - (377,59 \text{ N}) + D_y &= 0 \\
 B_y + D_y - 438,9 \text{ N} &= 0 \\
 B_y + D_y &= 438,9 \text{ N}
 \end{aligned}$$

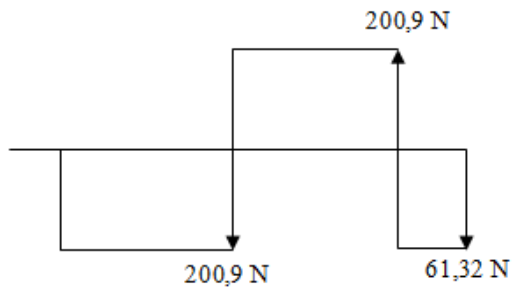
$$\begin{aligned}
 +(cw) \sum M_d &= 0 \\
 -((W_s + W_p + W_{srk}) \times 125) + (B_y \times 250) - ((W_{pl} + F_{pl}) \times 300) &= 0 \\
 -((124,2 \text{ N} + 9,19 \text{ N} + 244,2) \times 125) + 250 B_y - ((19,62 \text{ N} + 41,7 \text{ N}) \times 300) &= 0 \\
 -((377,59 \text{ N}) \times 125) + 250 B_y - ((61,32 \text{ N}) \times 300) &= 0 \\
 -(47198 \text{ N.mm}) + 250 B_y - (18396 \text{ N.mm}) &= 0 \\
 -65594 \text{ N.mm} + 250 B_y &= 0 \\
 250 B_y &= 65594 \text{ N.mm} \\
 B_y &= 262,3 \text{ N} \\
 D_y &= 176,6 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Jadi didapatkan gaya vertikal pada *bearing* B dan D sebesar 262,3 N dan 176,6 N dengan arah ke atas.



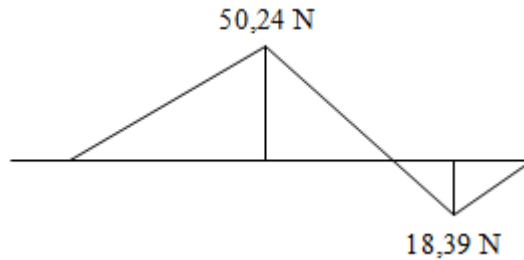
Gambar 4.17 Gaya Vertikal pada Poros

Setelah besar seluruh gaya diketahui, maka dapat ditentukan besar gaya geser seperti yang tampak pada gambar 4.18.



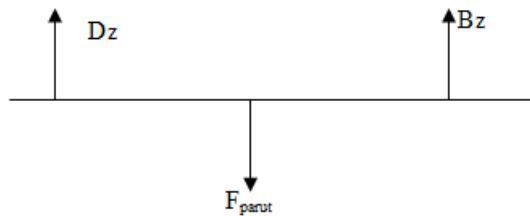
Gambar 4.18 Gaya Geser Arah Vertikal pada Poros Pamarut

Selain itu dapat ditentukan besar momen torsi seperti yang tampak pada gambar 4.19.



Gambar 4.19 Momen Torsi Arah Vertikal pada Poros Pamarut

- Untuk arah gaya horizontal



Gambar 4.20 Uraian Arah Gaya Horizontal pada Pamarut

Dari dimensi singkong, diasumsikan massa singkong adalah 250 gram.

Maka:

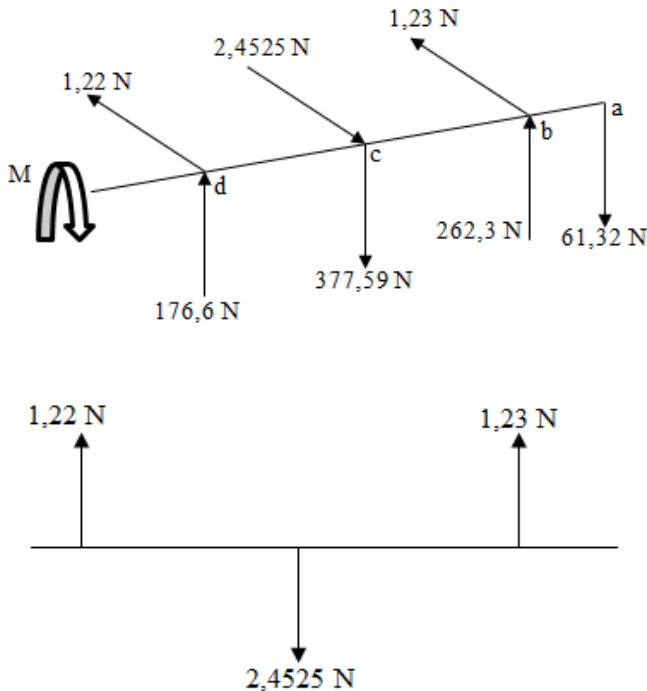
$$\begin{aligned} F_{parut} &= W = M_p \times g \\ F_{parut} &= W = 0,25 \text{ kg} \times 9,81 \text{ m/det}^2 \\ F_{parut} &= W = 2,4525 \text{ N} \end{aligned}$$

Dari gambar 4.20 dapat dihitung besarnya gaya arah horizontal pada *bearing*

$$\begin{aligned}
 +\uparrow \sum F_z &= 0 \\
 B_z + D_z - F_{\text{parut}} &= 0 \\
 B_z + D_z - 2,4525 \text{ N} &= 0 \\
 B_z + D_z &= 2,4525 \text{ N}
 \end{aligned}$$

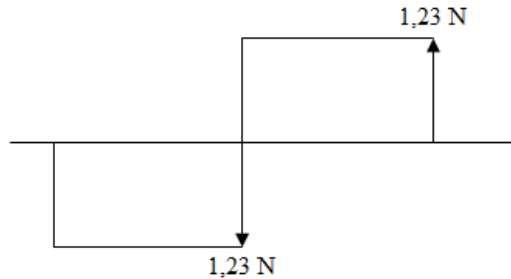
$$\begin{aligned}
 +(\text{cw}) \sum M_b &= 0 \\
 F_{\text{parut}} \times 125 - (D_z \times 250) &= 0 \\
 2,4525 \text{ N} \times 125 - (D_z \times 250) &= 0 \\
 306,5 \text{ N.mm} - (D_z \times 250) &= 0 \\
 250 D_z &= 306,5 \text{ N.mm} \\
 D_z &= 1,22 \text{ N} \\
 B_z &= 1,23 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Jadi didapatkan gaya arah horizontal pada *bearing* B dan D sebesar 1,23 N dan 1,22 N.



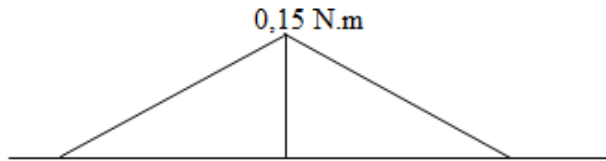
Gambar 4.21 Gaya Horizontal pada Poros Pamarut

Setelah besar seluruh gaya diketahui maka dapat ditentukan besar gaya geser seperti yang tampak pada gambar 4.22



Gambar 4.22 Gaya Geser Arah Horizontal pada Proses Pamarut

Selain itu juga dapat ditentukan besar momen torsi seperti yang tampak pada gambar 4.23



Gambar 4.23 Momen Torsi Arah Vertikal pada Poros Pamarut

Dari diagram-diagram di atas, maka momen lentur terbesar dari poros pamarut arah vertikal dan horizontal adalah 52,57 N.m dan 0,15 N.m. maka momen resultannya:

$$\begin{aligned}
 M &= \sqrt{My^2 + Mz^2} \\
 M &= \sqrt{(50,24 \text{ N.m})^2 + (0,15 \text{ N.m})^2} \\
 M &= \sqrt{2524,0576 \text{ N}^2 \cdot \text{m}^2 + 0,0225 \text{ N}^2 \cdot \text{m}^2} \\
 M &= \sqrt{2524,0801 \text{ N}^2 \cdot \text{m}^2} \\
 M &= 50,24 \text{ N.m} \\
 M &= 50240 \text{ N.mm}
 \end{aligned}$$

Torsi yang bekerja pada poros:

$$T = F \times r_{\text{pulley beban}}$$

$$T = 1,0647 \text{ N} \times 0,075 \text{ m}$$

$$T = 0,0799 \text{ N.m}$$

$$T = 79,9 \text{ N.mm}$$

Untuk mencari diameter minimum poros yang mengalami beban puntir dan lentur:

$$ds \geq \sqrt[6]{\frac{(16^2 M^2 + 16^2 T^2)}{\pi^2 \left(\frac{ks \cdot Syp}{sf} \right)^2}}$$

$$ds \geq \sqrt[6]{\frac{(16^2 (50240 \text{ N.mm})^2 + 16^2 (79,9 \text{ N.mm})^2)}{\pi^2 \left(\frac{0,58 \cdot 42 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}}{2,5} \right)^2}}$$

$$ds \geq \sqrt[6]{\frac{(646158745600 \text{ N}^2.\text{mm}^2 + 1634306,56 \text{ N}^2.\text{mm}^2)}{\pi^2 \left(9,7 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \right)^2}}$$

$$ds \geq \sqrt[6]{\frac{(646160379900 \text{ N}^2.\text{mm}^2)}{\pi^2 \times 94,09 \frac{\text{kg}^2}{\text{mm}^4}}}$$

$$ds \geq \sqrt[6]{\frac{(65890007790 \text{ kgf}^2.\text{mm}^2)}{\pi^2 \times 94,09 \frac{\text{kg}^2}{\text{mm}^4}}}$$

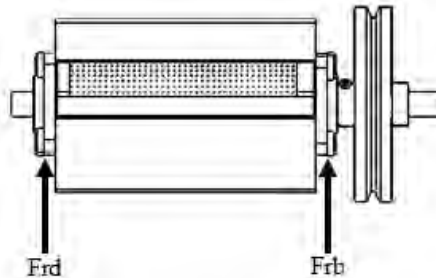
$$ds \geq \sqrt[6]{\frac{(65890007790 \text{ kgf}^2.\text{mm}^2)}{929,37 \frac{\text{kg}^2}{\text{mm}^4}}}$$

$$ds \geq \sqrt[6]{70897498,08}$$

$$ds \geq 20 \text{ mm}$$

Jadi diameter minimum poros adalah 20 mm. Untuk menyesuaikan dengan bantalan maka digunakan diameter 20 mm.

4.1.4 Bantalan pada Pamarut



Gambar 4.24 Reaksi Tumpun pada *Bearing*

Dari analisa beban pada poros, dapat ditentukan bantalan yang digunakan adalah jenis bantalan bola radial, alur dalam baris tunggal, diameter poros yang dipakai 20 mm. Kedua bantalan ini memiliki hole 6164, maka diketahui:

Tidak ada gaya aksial pada poros

$X=1$ dan $Y=0$

Ring dalam berputar : $Y = 1$

Ball bearing : $b = 3$

Kapasitas dinamis bantalan : $C = 12232 \text{ N}$

Maka:

- Untuk bantalan B
Gaya radial yang bekerja pada bantalan:

$$F_r = \sqrt{B_y^2 + B_z^2}$$

$$F_{r_b} = \sqrt{(262,3 \text{ N})^2 + (1,23 \text{ N})^2}$$

$$F_{r_b} = \sqrt{68801,29 \text{ N}^2 + 1,5129 \text{ N}^2}$$

$$F_{r_b} = \sqrt{68802,8029 \text{ N}^2}$$

$$F_{r_b} = 262,3 \text{ N}$$

Beban dinamis yang terjadi pada bantalan:

$$P = (V \cdot X \cdot F_r) + (Y \cdot F_a)$$

$$P_b = (1 \times 1 \times 262,3 \text{ N}) + (0 \times 0)$$

$$P_b = 262,3 \text{ N}$$

Umur bantalan:

$$L = \frac{10^6}{60 \times n} \times \left(\frac{C}{P}\right)^b$$

$b = 3$ untuk *ball bearing*

$$L_b = \frac{10^6}{60 \times n} \times \left(\frac{C}{P_b}\right)^3$$

$$L_b = \frac{10^6}{60 \times 560} \times \left(\frac{12232}{262,3}\right)^3$$

$$L_b = \frac{10^6}{33600} \times (46,63)^3$$

$$L_b = 29,76 \times 101390,2$$

$$L_b = 3017374,2 \text{ jam} \times 90\%$$

$$L_b = 2715636,7 \text{ jam}$$

- Umur Bantalan D
Gaya radial yang bekerja pada bantalan:

$$Fr_d = \sqrt{Dy^2 + Dz^2}$$

$$Fr_d = \sqrt{(176,6 \text{ N})^2 + (1,22 \text{ N})^2}$$

$$Fr_d = \sqrt{31187,56 \text{ N}^2 + 1,4884 \text{ N}^2}$$

$$Fr_d = \sqrt{31189,0484 \text{ N}^2}$$

$$Fr_d = 176,6 \text{ N}$$

Beban dinamis yang terjadi pada bantalan

$$P = (V \cdot X \cdot Fr) + (Y \cdot F_a)$$

$$P_d = (V \cdot X \cdot Fr_d) + (Y \cdot F_a)$$

$$P_d = 1 \times 1 \times 176,6 + (0 \times 0)$$

$$P_d = 176,6 \text{ N}$$

Umur bantalan:

$$L_d = \frac{10^6}{60 \times n} \times \left(\frac{C}{P_d} \right)^b$$

$$L_d = \frac{10^6}{60 \times n} \times \left(\frac{C}{P_d} \right)^3$$

$$L_d = \frac{10^6}{60 \times 560} \times \left(\frac{12232}{176,6} \right)^3$$

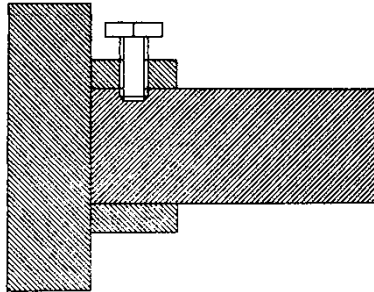
$$L_d = 29,76 \times (69,26)^3$$

$$L_d = 29,76 \times 332236,59$$

$$L_d = 9887360,918 \text{ jam} \times 90\%$$

$$L_d = 8898624,8 \text{ jam}$$

4.1.5 Pen pada Pamarut



Gambar 4.25 Posisi Pen terhadap Poros

Pen pada mekanisme pamarut digunakan untuk menghubungkan *pulley* dengan poros sehingga *pulley* dapat berputar mengikuti putaran poros.

Data perencanaan untuk menghitung pen:

Bahan pen : ST-37

Kekuatan tarik S_u : 360 N/mm^2

Diameter poros : 20 mm
 Torsi : 79,85 N.mm
 Panjang pen ulir : 15 mm
 Angka Keamanan: 2,5 (bahan diketahui beban konstan)

- Tegangan pada *Yield Point* (Syp)

$$S_u = ST-37 = 37 \frac{kg}{mm^2}$$

$$S_{yp} = 0,7 \cdot S_u$$

$$S_{yp} = 0,7 \times 37 \frac{kg}{mm^2}$$

$$S_{yp} = 25,9 \frac{kg}{mm^2}$$

- Tegangan ijin geser yang terjadi pada pen adalah sebagai berikut:

$$|\tau| = \frac{k_s \cdot S_{yp}}{sf}$$

$$|\tau| = \frac{0,58 \times 25,9 \frac{kg}{mm^2}}{2,5}$$

$$|\tau| = 6 \frac{kg}{mm^2}$$

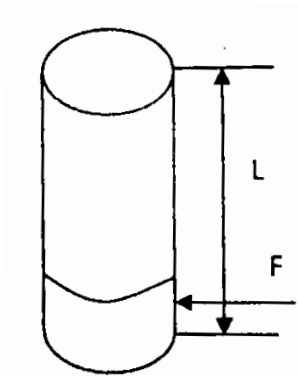
Gaya akibat torsi

$$F_t = \frac{T_{\text{silinder parut}}}{d_{\text{poros}}/2}$$

$$F_t = \frac{79,85 \text{ N.mm}}{20/2}$$

$$F_t = 7,985 \text{ N}$$

$$F_t = 0,8142 \text{ kgf}$$



Gambar 4.26 Luasan Pen yang Terkena Tegangan Geser

Dari gambar 4.26 dapat dilihat jari-jari pen dikatakan aman terhadap tegangan geser dan layak dipakai jika:

$$\begin{aligned}
 |\tau| &\geq \frac{Ft}{\pi r^2} \\
 6 \frac{kg}{mm^2} &\geq \frac{0,8142 \text{ kgf}}{\pi r^2} \\
 6 \frac{kg}{mm^2} \times \pi r^2 &\geq 0,8142 \text{ kgf} \\
 18,85 \frac{kg}{mm^2} r^2 &\geq 0,8142 \text{ kgf} \\
 r^2 &\geq 0,0432 \text{ mm}^2 \\
 r &\geq 0,20 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Namun dalam perencanaan ini digunakan pen ulir dengan jari-jari 3,5 mm dan panjang 15 mm.

4.1.6 Motor

Data-data untuk menentukan motor yang akan digunakan:

Berdasarkan perhitungan didapatkan torsi silinder pamarut

($T_{\text{silinder parut}}$) yang diperlukan sebesar 0,07985 N. m

Putaran (n) = 560 rpm

Faktor sabuk dan *pulley* (fb) = 0,8

Faktor pada *bearing* (fb) = 0,9

Dari data di atas, maka dapat dihitung daya motor yang akan digunakan:

$$T = 9549 \times \frac{P}{n}$$

Daya motor:

$$P_{\text{motor}} = \frac{T \times n}{9549}$$

$$P_{\text{motor}} = \frac{0,07985 \text{ N.m} \times 560}{9549}$$

$$P_{\text{motor}} = 0,0047 \text{ kW}$$

Daya motor sesungguhnya:

$$P \geq \frac{Hp}{f_s \times f_b}$$

$$P \geq \frac{0,0047 \text{ kW}}{0,8 \times 0,9} \times \frac{1,34 \text{ Hp}}{1 \text{ kW}}$$

$$P \geq \frac{0,0063}{0,72} \text{ HP}$$

$$P \geq 0,087 \text{ Hp}$$

Karena transmisi alat pamarut ini akan disambungkan dengan alat pengaduk pada mesin 3 in 1, maka beban yang akan terjadi lebih besar, sehingga digunakan motor yang menghasilkan daya 1 Hp atau 0,746 kW.

Torsi yang dihasilkan motor sebesar:

$$T = \frac{9549 \times P}{n}$$

$$T = \frac{9549 \times 0,746}{1400}$$

$$T = 5,18 \text{ N.m}$$

Jadi torsi yang dihasilkan oleh motor sebesar 5,18 N.m. dapat digunakan untuk menggerakkan mekanisme yang membutuhkan torsi sebesar 0,07985 N.m.

4.1.7 Kapasitas Sebenarnya

Motor yang terpasang pada alat mempunyai torsi 5,18 N.m, jika ditransmisikan oleh *belt* dan *pulley* seperti perhitungan di atas adalah sebagai berikut:

r_p : jari-jari *pulley* penggerak (0,03 m)

r_b : jari-jari *pulley* beban (0,075 m)

F : gaya

$$F = \frac{T}{r_p}$$

$$F = \frac{5,18 \text{ N.m}}{0,03 \text{ m}}$$

$$F = 172,6 \text{ N}$$

Untuk torsi di *pulley* beban sebagai berikut:

$$T = F \times r_b$$

$$T = 172,6 \text{ N} \times 0,075 \text{ m}$$

$$T = 12,4 \text{ N.m}$$

Jika pada perhitungan awal untuk memarut singkong dengan massa 3 kg dibutuhkan torsi sebesar 0,07985 N.m. Dalam kapasitas sebenarnya mampu memarut hingga 195 kg singkong.

4.2 Pengolahan Data Hasil Uji pada Mesin Pamarut

Kualitas hasil parutan singkong yang dihasilkan sangat lembut seperti *pulp* karena kadar air dari singkong yang sangat banyak membuat tekstur singkong ketika sudah melalui proses pamarutan menjadi sangat lembut dan warna dari hasil parutan singkong berwarna putih susu bersih.



Gambar 4.27 Hasil Parutan Singkong

BAB V

KESIMPULAN

5.1 Kesimpulan

Dari hasil percobaan alat serta perhitungan pada bab sebelumnya bisa didapat data-data dan kesimpulan sebagai berikut:

- Pada pamarut menggunakan poros berbahan baja ST-60 dengan diameter 20 mm, pada transmisi *pulley* dan *belt* memakai pulley A berbahan besi cor dengan diameter penggerak 60 mm dan diameter pulley beban 150 mm, sedangkan *belt* menggunakan bahan *solid wolvn cotton* tipe A dengan panjang belt 1200 mm, pada bearing menggunakan *ball bearing single row deep groove* dengan umur bantalan $B = 2715636,7$ jam dan $D = 8898624,8$ jam pen menggunakan bahan ST-37 dengan diameter 7 mm dan panjang ulir 15 mm
- Gaya tekan minimal pada pamarut sebesar 2,4525 N dan gaya maksimal pada pembebanan ditentukan sebesar 3 kg. Daya yang dibutuhkan pada pamarut adalah sebesar 0,004662 kW, tetapi karena alat pamarut yang digabung transmisinya dengan pengaduk maka daya yang digunakan adalah 1 HP.
- Kualitas hasil parutan singkong yang dihasilkan sangat lembut seperti *pulp* karena kadar air dari singkong yang sangat banyak dan warna dari hasil parutan singkong berwarna putih susu bersih. Kapasitas yang dapat dihasilkan pada proses pamarutan adalah sebanyak 3 kg per 15 menit.

5.2 Saran

Dari hasil pembangunan dan perwujudan alat menunjukkan operasi mesin berjalan baik, tetapi perlu adanya penyempurnaan dengan pembaharuan terutama pada hoper pamarut yang dapat menahan lebih dari 3 kg singkong yang dapat diparut agar kapasitas dapat lebih banyak dan produksi kerupuk sermier akan lebih meningkat.

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR PUSTAKA

Deutschman, Aaron D., Walter J Michels, Charles E Wilson. 1975. *Machine Design Theory and Practice*. New York: Macmillan Publishing Co.Inc

Dobrovolsky, K Zablonsky, S. Max, A Radchik, L. Erlikh. *Machine Element*. Moskow: Peace Publishing Co.

Hibbeler, R. C. 2001. *Engineering Mechanics Dynamics*. Upper Saddle River, Prentice-Hall

Molt Robert L. P. E. 2004. *Machine Elements Design Forth Edition*. Pearson Prentice Hall

Sto, G. Takeshi. 2000. *Menggambar Mesin Menurut Standart ISO*. PT. Pradnya Paramita, Jakarta.

Suhariyanto. 2002. *Diktat Elemen Mesin I*. Surabaya: Program Studi D3 Teknik Mesin ITS

Suhariyanto, Hadi, Syamsul. 2002. *Diktat Elemen Mesin I*. Surabaya: Program Studi D3 Teknik Mesin ITS

Sularso, Suga, Kiyokatsu. 1991. *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin 10th Edition*. Jakarta: PT. Pradnya Paramita

http://id.wikipedia.org/wiki/Ketela_pohon. Diunduh tanggal 11 Mei 2015 pukul: 18.33

Halaman ini sengaja dikosongkan

LAMPIRAN










Tabel A1 Konversi

TABLE. 1 Conversion Factors	
Area	
1 mm ² = 1.0 × 10 ⁻⁶ m ²	1 ft ² = 144 in. ²
1 cm ² = 1.0 × 10 ⁻⁴ m ² = 0.1550 in. ²	1 in. ² = 6.4516 cm ² = 6.4516 × 10 ⁻⁴ m ²
1 m ² = 10.7639 ft ²	1 ft ² = 0.092 903 m ²
Conductivity	
1 W/m-K = 1 J/s-m-K	
= 0.577 789 Btu/h-ft-R	1 Btu/h-ft-R = 1.730 735 W/m-K
Density	
1 kg/m ³ = 0.06242797 lbm/ft ³	1 lbm/ft ³ = 16.018 46 kg/m ³
1 g/cm ³ = 1000 kg/m ³	
1 g/cm ³ = 1 kg/L	
Energy	
1 J = 1 N-m = 1 kg-m ² /s ²	
1 J = 0.737 562 lbf-ft	1 lbf-ft = 1.355 818 J
1 cal (Int.) = 4.1868 J	= 1.28507 × 10 ⁻³ Btu
	1 Btu (Int.) = 1.055 056 kJ
1 erg = 1.0 × 10 ⁻⁷ J	= 778.1693 lbf-ft
1 eV = 1.602 177 33 × 10 ⁻¹⁹ J	
Force	
1 N = 0.224809 lbf	1 lbf = 4.448 222 N
1 kp = 9.80665 N (1 kgf)	
Gravitation	
g = 9.80665 m/s ²	g = 32.17405 ft/s ²
Heat capacity, specific entropy	
1 kJ/kg-K = 0.238 846 Btu/lbm-R	1 Btu/lbm-R = 4.1868 kJ/kg-K
Heat flux (per unit area)	
1 W/m ² = 0.316 998 Btu/h-ft ²	1 Btu/h-ft ² = 3.15459 W/m ²
Heat transfer coefficient	
1 W/m ² -K = 0.176 11 Btu/h-ft ² -R	1 Btu/h-ft ² -R = 5.67826 W/m ² -K
Length	
1 mm = 0.001 m = 0.1 cm	1 ft = 12 in.
1 cm = 0.01 m = 10 mm = 0.3970 in.	1 in. = 2.54 cm = 0.0254 m
1 m = 3.28084 ft = 39.370 in.	1 ft = 0.3048 m
1 km = 0.621 371 mi	1 mi = 1.609344 km
1 mi = 1609.3 m (US statute)	1 yd = 0.9144 m





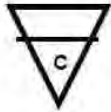
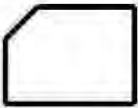
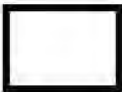

Tabel A2 Konversi

TABLE (Continued) Conversion Factors			
Mass			
1 kg	= 2.204 623 lbm	1 lbm	= 0.453 592 kg
1 tonne	= 1000 kg	1 slug	= 14.5939 kg
1 grain	= 6.47989×10^{-5} kg	1 ton	= 2000 lbm
Moment (torque)			
1 N-m	= 0.737 562 lbf-ft	1 lbf-ft	= 1.355 818 N-m
Momentum (mV)			
1 kg-m/s	= 7.232 94 lbm-ft/s	1 lbm-ft/s	= 0.138 256 kg-m/s
	= 0.224809 lbf-s		
Power			
1 W	= 1 J/s = 1 N-m/s	1 lbf-ft/s	= 1.355 818 W
	= 0.737 562 lbf-ft/s		= 4.626 24 Btu/h
1 kW	= 3412.14 Btu/h	1 Btu/s	= 1.055 056 kW
1 hp (metric)	= 0.735 499 kW	1 hp (UK)	= 0.7457 kW
			= 550 lbf-ft/s
			= 2544.43 Btu/h
1 ton of refrigeration	= 3.516 85 kW	1 ton of refrigeration	= 12 000 Btu/h
Pressure			
1 Pa	= 1 N/m ² = 1 kg/m-s ²	1 lbf/in. ²	= 6.894 757 kPa
1 bar	= 1.0×10^5 Pa = 100 kPa		
1 atm	= 101.325 kPa	1 atm	= 14.695 94 lbf/in. ²
	= 1.01325 bar		= 29.921 in. Hg [32 F]
	= 760 mm Hg [0°C]		= 33.899 5 ft H ₂ O [4°C]
	= 10.332 56 m H ₂ O [4°C]		
1 torr	= 1 mm Hg [0°C]	1 bar	= 0.986 96 bar
1 mm Hg [0°C]	= 0.133 322 kPa	1 in. Hg [0°C]	= 0.49115 lbf/in. ²
1 m H ₂ O [4°C]	= 9.806 38 kPa	1 in. H ₂ O [4°C]	= 0.036126 lbf/in. ²
Specific energy			
1 kJ/kg	= 0.42992 Btu/lbm	1 Btu/lbm	= 2.326 kJ/kg
	= 334.55 lbf-ft/lbm	1 lbf-ft/lbm	= 2.98907×10^{-3} kJ/kg
			= 1.28507×10^{-3} Btu/lbm

Tabel B1 Diagram Alir

SIMBOL	NAMA	FUNGSI
	TERMINATOR	Permulaan/akhir program
	GARIS ALIR (FLOW LINE)	Arah aliran program
	PREPARATION	Proses inisialisasi/pemberian harga awal
	PROCESS	Proses perhitungan/proses pengolahan data
	INPUT/ OUTPUT DATA	Proses input/output data, parameter, informasi
	PREDEFINED PROCESS (SUB PROGRAM)	Permulaan sub program/proses menjalankan sub program
	DECISION	Perbandingan pernyataan, penyeleksian data yang memberikan pilihan untuk langkah selanjutnya
	ON PAGE CONNECTOR	Penghubung bagian-bagian flow chart yang berada pada satu halaman
	OFF PAGE CONNECTOR	Penghubung bagian-bagian flowchart yang berada pada halaman berbeda

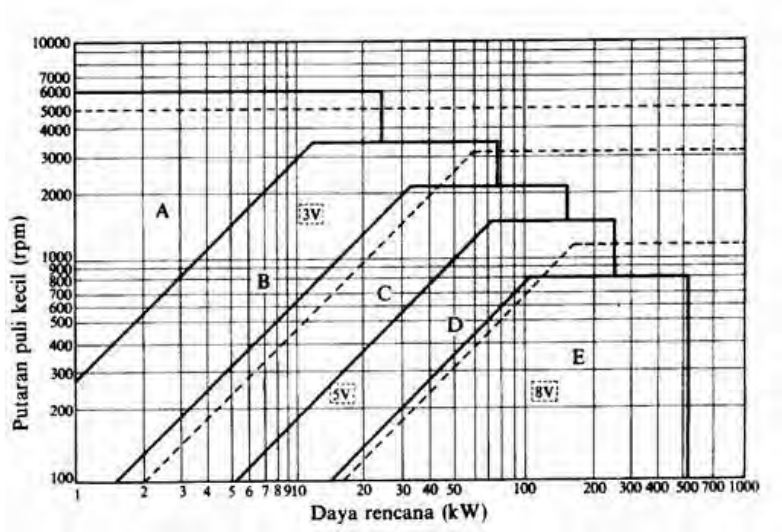
Tabel B2 Diagram Alir

	Simbol Dokumen; menunjukkan input dan output baik untuk proses manual, mekanik atau komputer		Simbol manual; menunjukkan pekerjaan manual
	Simbol simpanan offline ; file non- komputer yg diarsip urut angka (numerical)		Simbol simpanan offline; file non- komputer yg diarsip urut huruf (akphabetical)
	Simbol simpanan offline; file non komputer yg diarsip urut tanggal (chronological)		Simbol kartu punc; menunjukkan i/o yg menggunakan kartu punch
	Simbol Proses; menunjukkan kegiatan proses dari operasi program komputer		Simbol operasi luar; menunjukkan operasi yg dilakukan diluar operasi komputer

Tabel C Spesifikasi Motor

SINGLE-PHASE ELECTRIC MOTORS				SERIES		AS ASR AR		TECHNICAL DATA 220V, 50Hz									
TYPE	Rated Output	Parameters at Rated Output					Starting Characteristics					Capacitors		Weight			
		P _n	n _n	I _n	η	cosφ	I _s /I _n	M _s /M _n	M _{max} /M _n	C _A	C _B	Fe	Al				
												kW	HP	min ⁻¹	A	%	μF/V
AS SERIES	3000 min ⁻¹																
	AS 80 A2	0.37	0.50	2830	4.0	55	0.72	4.0	2.2	2.2	50/280	-	13.0	8.0			
	AS 80 B2	0.55	0.75	2830	5.2	60	0.78	4.3	2.8	2.0	100/280	-	14.0	9.0			
	AS 90 C2	0.75	1.00	2890	6.3	67	0.77	4.4	2.3	2.2	100/280	-	15.0	11.0			
	AS 90 SA2	0.75	1.00	2840	6.8	65	0.78	4.4	2.3	2.2	140/280	-	20.0	12.0			
	AS 90 SB2	1.10	1.50	2830	9.1	68	0.80	4.4	2.4	1.6	140/280	-	22.0	14.0			
	AS 90 LB2	1.50	2.00	2830	12.1	73	0.77	5.2	1.9	1.8	140/280	-	26.0	16.0			
	1500 min ⁻¹																
	AS 80 A4	0.25	0.34	1400	3.2	52	0.68	3.5	2.8	1.9	50/280	-	13.0	8.0			
	AS 80 B4	0.37	0.50	1400	4.3	55	0.71	4.2	2.8	2.0	80/280	-	14.0	9.0			
	AS 80 C4	0.55	0.75	1400	5.8	61	0.70	3.4	2.4	1.7	80/280	-	15.0	11.0			
	AS 90 SA4	0.55	0.75	1400	5.9	60	0.70	3.4	2.4	1.7	100/280	-	20.0	12.0			
	AS 90 SB4	0.75	1.00	1390	7.4	63	0.73	4.5	2.6	1.6	140/280	-	22.0	14.0			
	AS 90 LB4	1.10	1.50	1390	10.1	64	0.76	4.5	2.6	1.6	140/280	-	25.0	16.0			
ASR SERIES	3000 min ⁻¹																
	ASR 80 A2	0.55	0.75	2870	3.5	74	0.96	4.5	2.3	2.0	50/280	20/450	13.0	8.0			
	ASR 80 B2	0.75	1.00	2780	4.6	77	0.96	4.6	2.5	2.1	100/280	20/450	14.0	9.0			
	ASR 80 C2	1.10	1.50	2800	6.5	75	0.97	4.5	2.3	1.9	100/280	30/450	15.0	11.0			
	ASR 90 SA2	1.10	1.50	2600	6.5	80	0.97	4.5	2.3	1.6	140/280	30/450	20.0	12.0			
	ASR 90 SB2	1.50	2.00	2890	9.6	77	0.92	4.1	2.4	1.8	140/280	30/450	22.0	14.0			
	ASR 90 LB2	2.20	3.00	2890	13.0	75	0.98	5.2	1.6	1.8	140/280	30/450	26.0	16.0			
	ASR 100 LB2	3.00	4.00	2890	17.4	75	0.98	4.4	1.1	1.9	140/280	50/450	30.0	21.0			
	1500 min ⁻¹																
	ASR 80 A4	0.37	0.50	1450	2.9	63	0.89	4.6	2.5	1.7	50/280	12/450	13.0	8.0			
	ASR 80 B4	0.55	0.75	1420	4.0	67	0.93	5.1	2.6	1.6	80/280	16/400	14.0	9.0			
	ASR 80 C4	0.75	1.00	1410	5.5	65	0.95	4.7	2.3	1.6	80/280	20/400	15.0	11.0			
	ASR 90 SA4	0.75	1.00	1410	5.6	68	0.90	4.7	2.3	1.6	100/280	20/450	20.0	12.0			
	ASR 90 SB4	1.10	1.50	1390	7.6	70	0.94	4.3	2.1	1.6	140/280	30/450	22.0	14.0			
ASR 90 LB4	1.50	2.00	1400	9.8	73	0.96	4.4	1.7	1.7	140/280	30/450	25.0	16.0				
ASR 100 LB4	2.20	3.00	1430	14.3	73	0.95	4.3	1.4	1.9	140/280	50/450	30.0	21.0				
AR SERIES	3000 min ⁻¹																
	AR 71 A2	0.25	0.34	2810	1.9	62	0.96	3.4	0.40	2.0	-	10/450	-	5.0			
	AR 71 B2	0.37	0.50	2840	2.8	67	0.96	3.2	0.42	1.8	-	10/450	-	6.0			
	AR 71 C2	0.55	0.75	2840	4.2	66	0.94	3.4	0.40	2.2	-	12/450	-	7.0			
	AR 80 A2	0.55	0.75	2870	3.5	74	0.96	3.8	0.43	2.0	-	20/400	13.0	8.0			
	AR 80 B2	0.75	1.00	2900	4.6	77	0.96	4.2	0.35	2.1	-	30/450	14.0	9.0			
	AR 80 C2	1.10	1.50	2800	6.5	79	0.97	4.0	0.34	1.9	-	30/450	15.0	11.0			
	AR 90 SA2	1.10	1.50	2600	6.5	79	0.97	4.0	0.34	1.9	-	30/450	20.0	12.0			
	AR 90 SB2	1.50	2.00	2890	9.6	77	0.92	4.0	0.30	1.8	-	40/450	22.0	14.0			
	AR 90 LB2	2.20	3.00	2890	13.0	75	0.98	4.9	0.30	1.8	-	50/450	26.0	16.0			
	AR 100 LB2	3.00	4.00	2890	17.4	75	0.98	3.5	0.40	1.9	-	50/450	30.0	21.0			
	1500 min ⁻¹																
	AR 71 A4	0.18	0.25	1400	1.5	62	0.86	3.4	0.40	2.0	-	10/450	-	5.0			
	AR 71 B4	0.25	0.34	1400	2.0	63	0.90	3.2	0.42	1.8	-	10/450	-	6.0			
	AR 71 C4	0.37	0.50	1400	2.9	63	0.92	3.4	0.40	2.2	-	12/450	-	7.0			
	AR 80 A4	0.37	0.50	1450	2.9	65	0.89	4.2	0.4	1.7	-	20/400	13.0	8.0			
	AR 80 B4	0.55	0.75	1420	4.0	67	0.93	4.6	0.4	1.8	-	30/450	14.0	9.0			
	AR 80 C4	0.75	1.00	1410	5.5	65	0.95	4.2	0.4	1.6	-	30/450	15.0	11.0			
	AR 90 SA4	0.75	1.00	1410	5.6	68	0.90	4.2	0.4	1.6	-	30/450	20.0	12.0			
	AR 90 SB4	1.10	1.50	1390	7.6	70	0.94	4.0	0.35	1.6	-	40/450	22.0	14.0			
	AR 90 LB4	1.50	2.00	1400	9.8	72	0.96	4.3	0.35	1.7	-	40/450	25.0	16.0			
	AR 100 LB4	2.20	3.00	1430	14.3	73	0.95	4.2	0.35	1.9	-	50/450	30.0	21.0			

Tabel D1 Pemilihan *Belt*



TABEL D2 UKURAN *BELT*

Penampang sabuk-V	Diameter nominal (diameter lingkaran jarak bagi d_p)	α (°)	θ°	L_o	K	K_o	e	f
A	71	34	11,95	9,2	4,5	8,0	15,0	10,0
	101	36	12,12					
	126 atau lebih	38	12,30					
B	125	34	15,86	12,5	5,5	9,5	19,0	12,5
	161	36	16,07					
	201 atau lebih	38	16,29					
C	200	34	21,18	16,9	7,0	12,0	25,5	17,0
	251	36	21,45					
	316 atau lebih	38	21,72					
D	355	36	30,77	24,6	9,5	15,5	37,0	24,0
	451 atau lebih	38	31,14					
E	500	36	36,95	28,7	12,7	19,3	44,5	29,0
	630 atau lebih	38	37,45					

Tabel D3 Dimensi V-Belt

Type of belt	Cross-sectional			Design length of belt, L mm
	b mm	h mm	A mm ²	
O	10	6	0,47	400; 450; 560; 630; 710; 800; 900 1000; 1120; 1250; 1400; 1600 1800; 2000; 2240; 2500
A	13	8	0,81	560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120 1250; 1400; 1600; 1800; 2000 2240; 2500; 2800; 3150; 3550; 4000
B	17	10,5	1,38	800; 900; 1000; 1120; 1250; 1400 1600; 1800; 2000; 2240; 2500 2800; 3150; 3550; 4000; 4500 5000; 5600; 6300
C	22	13,5	2,3	1800; 2000; 2240; 2500; 2800 3150; 3550; 4000; 4500; 5000 5600; 6300; 7100; 8000; 9000; 10.000
D	32	19	4,75	3150; 3550; 4000; 4500; 5000 5600; 6300; 7100; 8000; 9000 10.000; 11.000; 12.500; 14.000
E	38	23,5	6,95	4500; 5000; 5600; 7100 8000; 9000; 10.000; 11.200; 12.500 14.000; 16.000; 18.000
F	50	30	11,7	6300; 7100; 8000; 9000; 10.000 11.200; 12.500; 14.000; 16.000; 18.000

Tabel D4 *V-Belt* Standar

Penampang A			Penampang B		
13	* 65	117	16	* 68	*120
14	* 66	*118	17	* 69	121
15	* 67	119	18	* 70	*122
16	* 68	*120	19	* 71	123
*17	* 69	121	20	* 72	124
*18	* 70	*122	21	* 73	*125
*19	* 71	123	22	* 74	126
*20	* 72	124	23	* 75	127
*21	* 73	*125	24	* 76	*128
*22	* 74	126	*25	* 77	129
*23	* 75	127	*26	* 78	*130
*24	* 76	*128	*27	* 79	131
*25	* 77	129	*28	* 80	132
*26	* 78	*130	*29	* 81	133
*27	* 79	131	*30	* 82	134
*28	* 80	132	*31	* 83	*135
*29	* 81	133	*32	* 84	136
*30	* 82	134	*33	* 85	137
*31	* 83	*135	*34	* 86	138
*32	* 84	136	*35	* 87	139
*33	* 85	137	*36	* 88	*140
*34	* 86	138	*37	* 89	141
*35	* 87	139	*38	* 90	142
*36	* 88	*140	*39	* 91	143
*37	* 89	141	*40	* 92	144
*38	* 90	142	*41	* 93	*145
*39	* 91	143	*42	* 94	146
*40	* 92	144	*43	* 95	147
*41	* 93	*145	*44	* 96	148
*42	* 94	146	*45	* 97	149
*43	* 95	147	*46	* 98	*150
*44	* 96	148	*47	* 99	151
*45	* 97	149	*48	*100	152
*46	* 98	*150	*49	101	153
*47	* 99	151	*50	*102	154
*48	*100	152	*51	103	*155
*49	101	153	*52	104	156
*50	*102	154	*53	*105	157
*51	103	*155	*54	106	158
*52	104	156	*55	107	159
*53	*105	157	*56	*108	*160
*54	106	158	*57	109	161
*55	107	159	*58	*110	162
*56	*108	*160	*59	111	163
*57	109	161	*60	*112	164
*58	*110	162	*61	113	*165
*59	111	163	*62	114	166
*60	*112	164	*63	*115	167
*61	113	*165	*64	116	168
*62	114	166	*65	117	169
*63	*115	167	*66	*118	*170
*64	116	168	*67	119	171

Tabel D5 Panjang V-Belt Standar

Nomor nominal		Nomor nominal		Nomor nominal		Nomor nominal	
(inch)	(mm)	(inch)	(mm)	(inch)	(mm)	(inch)	(mm)
10	254	45	1143	80	2032	115	2921
11	279	46	1168	81	2057	116	2946
12	305	47	1194	82	2083	117	2972
13	330	48	1219	83	2108	118	2997
14	356	49	1245	84	2134	119	3023
15	381	50	1270	85	2159	120	3048
16	406	51	1295	86	2184	121	3073
17	432	52	1321	87	2210	122	3099
18	457	53	1346	88	2235	123	3124
19	483	54	1372	89	2261	124	3150
20	508	55	1397	90	2286	125	3175
21	533	56	1422	91	2311	126	3200
22	559	57	1448	92	2337	127	3226
23	584	58	1473	93	2362	128	3251
24	610	59	1499	94	2388	129	3277
25	635	60	1524	95	2413	130	3302
26	660	61	1549	96	2438	131	3327
27	686	62	1575	97	2464	132	3353
28	711	63	1600	98	2489	133	3378
29	737	64	1626	99	2515	134	3404
30	762	65	1651	100	2540	135	3429
31	787	66	1676	101	2565	136	3454
32	813	67	1702	102	2591	137	3480
33	838	68	1727	103	2616	138	3505
34	864	69	1753	104	2642	139	3531
35	889	70	1778	105	2667	140	3556
36	914	71	1803	106	2692	141	3581
37	940	72	1829	107	2718	142	3607
38	965	73	1854	108	2743	143	3632
39	991	74	1880	109	2769	144	3658
40	1016	75	1905	110	2794	145	3683
41	1041	76	1930	111	2819	146	3708
42	1067	77	1956	112	2845	147	3734
43	1092	78	1981	113	2870	148	3759
44	1118	79	2007	114	2896	149	3785

Tabel D6 Overload Factors

Power Source	Load on Driven Machine		
	Uniform	Moderate shock	Heavy shock
Uniform	1.00	1.25	1.75 or higher
Light Shock	1.25	1.50	2.00 or higher
Medium Shock	1.50	1.75	2.25 or higher

Tabel D7 Faktor Koreksi

Mesin yg digerakkan	Penggerak					
	Momen puntir puncak 200%			Momen puntir puncak>100%		
	Motor AC(momen normal, sangkar baging sinkron) motor arus searah (lilitan shunt)			Motor AC balik (momen tinggi, fase tunggal, lilitan seri) motor arus searah (lilitan kompon, lilitan seri), mesin torak, kopling tak tetap		
	Jumlah jam kerja per hari			Jumlah jam kerja per hari		
	3-5 jam	8-10 jam	16-24 jam	3-5 jam	8-10 jam	16-24 jam
<i>Variasi beban sangat kecil</i>						
Pengaduk zat cair, kipas angin, blower (sampai 7,5 kw), pompa sentrifugal, konveyor tugas ringan	1,0	1,1	1,2	1,2	1,3	1,4
<i>Variasi beban kecil</i>						
Konveyor sabuk(pasir, batu bara) pengaduk, kipas angin(lebih dari 7,5 kW), mesin torak , peluncur, mesin perkakas, mesin percetakan	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
<i>Variasi beban sedang</i>						
Konveyor (ember, sekrup), pompa torak, kompresor, gilingan palu, pengocok, roots-blower, mesin tekstil, mesin kayu	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8
<i>Variasi beban besar</i>						
Penghancur, gilingan bola atau batang, pengangkat, mesin pabrik karet (rol karet, lender)	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0

Tabel D8 Dimensi Dan Bahan Untuk *Belt*

	Leather	Rubber canvas	Solid-woven cotton	Woven woolen	Interstitched rubber	Woven semi-linen
Width b in mm	20-300	20-500	30-250	50-300	20-137	15-53
Thickness h in mm	Single 3-5.5 Double 7.5-10	2.5-13.5	4.5-6.5-8.5	6-9-11	1.75-2.5-3.3	1.75
UTS in kg/cm^2	200	4-10 (without layers), 370 (with layers)	350-405	300	300	500
Max elongation	10% at 100kg/cm^3	18% at rupture	20-25% at rupture	60% at rupture	16% at rupture	10% at rupture
Ratio D_{min}/h recommended	35	40	30-40	30	40	30
Allowable	25	30	25-35	25	30	25
Recommended max velocity max in m/sec	40	20-30	25	30	50	50
Specific weight in kg/dm^3	0.98	1.25-1.50	0.75-1.05	0.90-1.24	≈ 1.2	≈ 1.0
Constant a	29	25	21	18	23	21
w (formula 3-25)	300	100	150	150	200	150
Modulus of Elastisitas, E_s in kg/cm^2	1.000-1.500	800-1.200	300-600	—	1.000-1.200	—

Tabel E Pemilihan *Bearing*

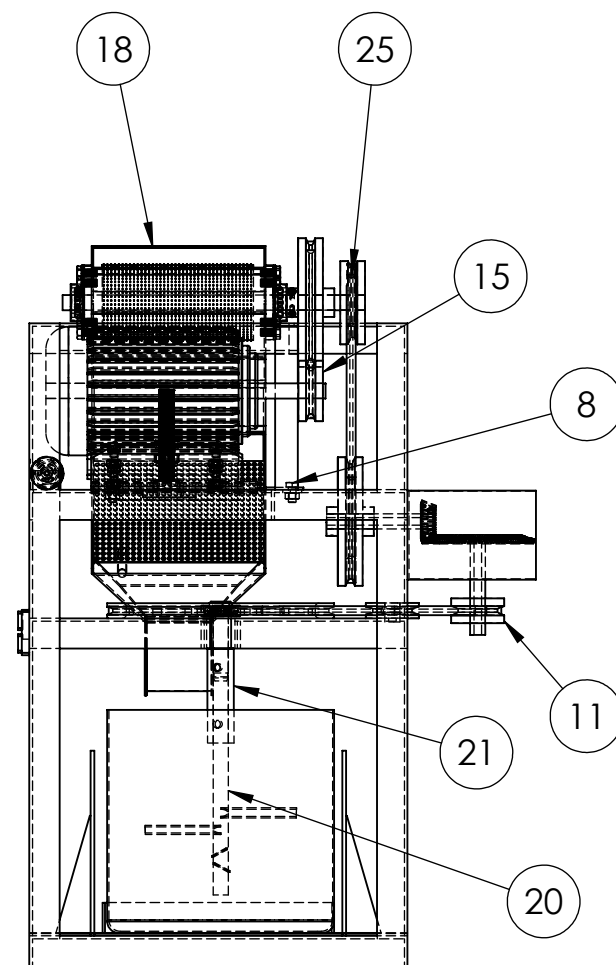
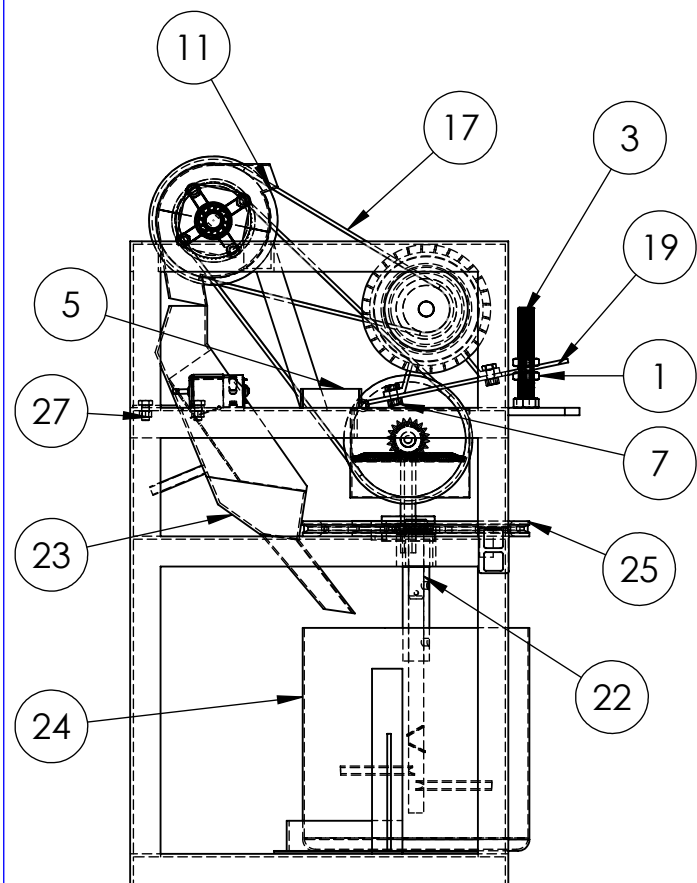
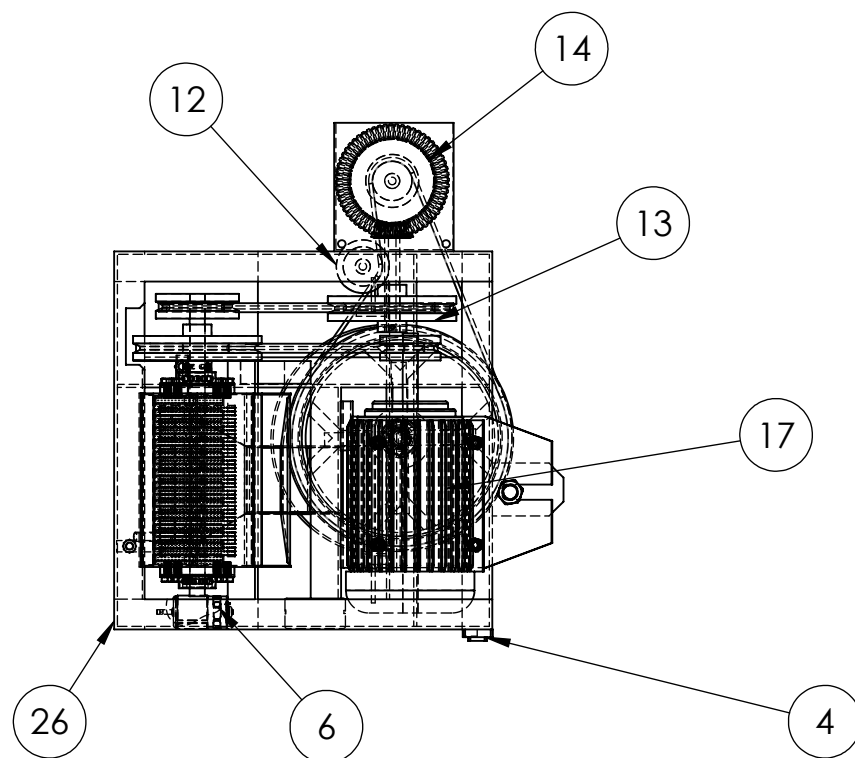
Bearing selection data for single row, deep groove, Conrad-type ball bearings

A. Series 6200

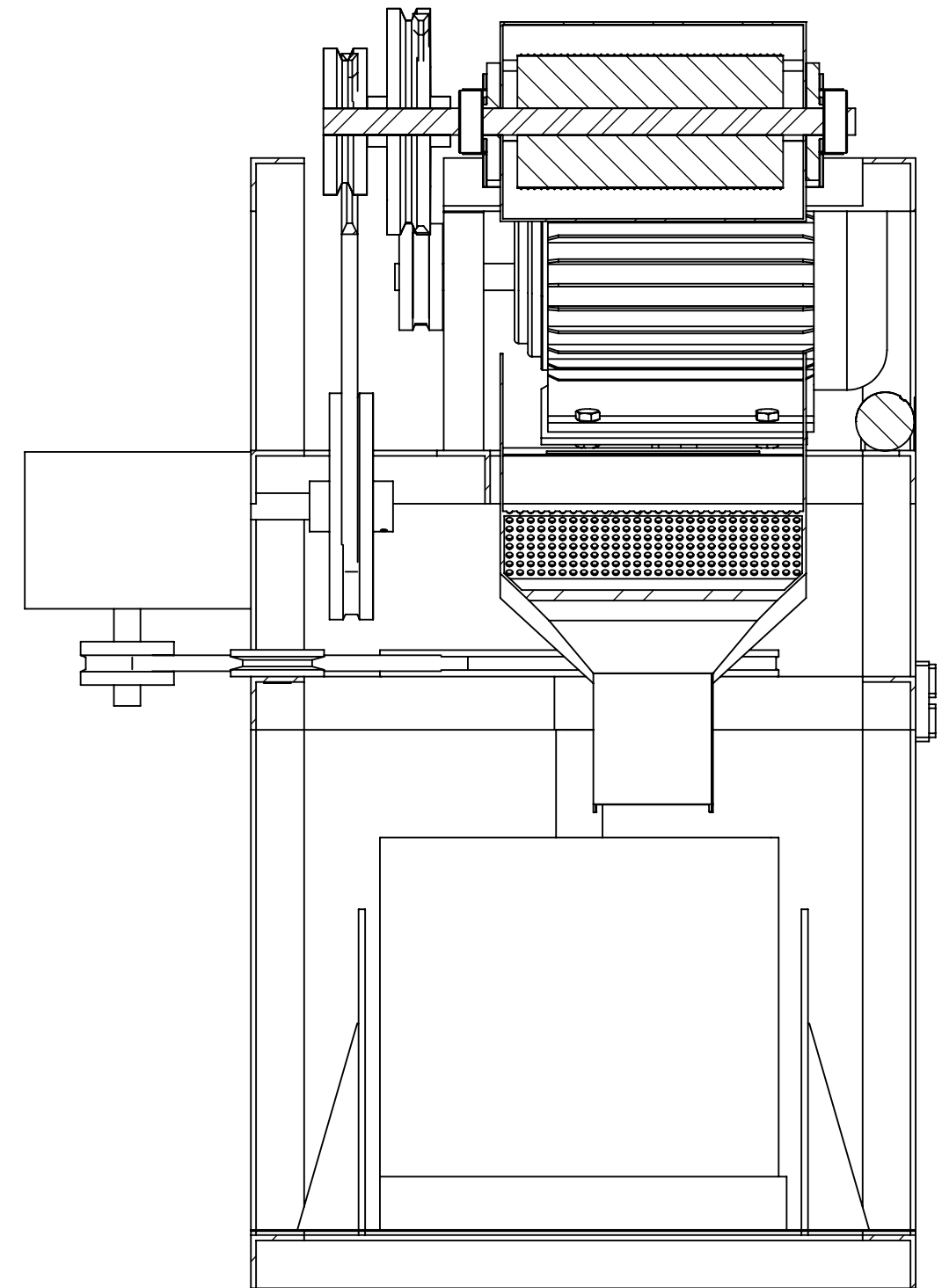
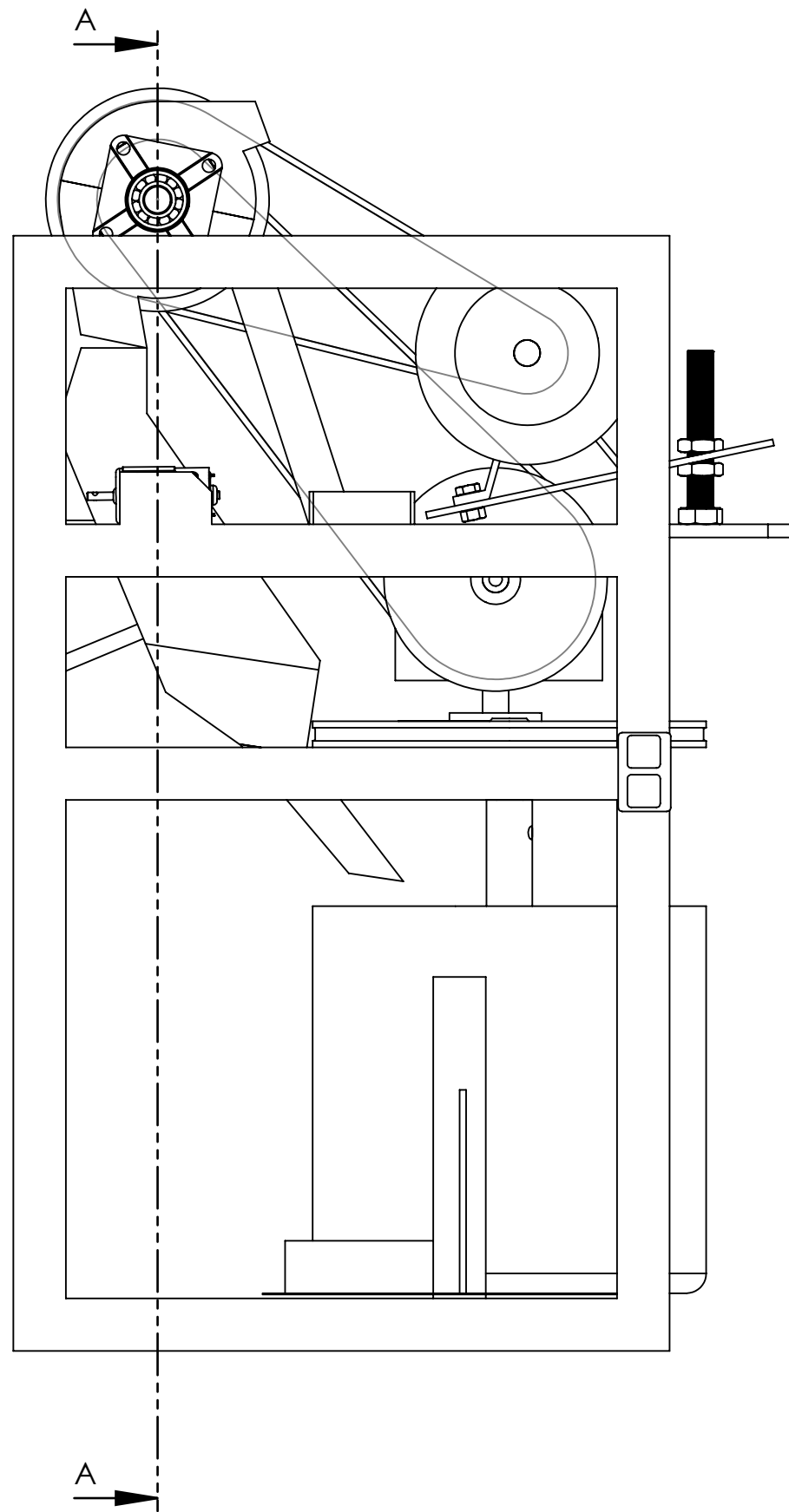
Bearing number	Nominal bearing dimensions						Preferred shaft diameter		Bearing weight	Basic static load rating	Basic dynamic load rating	
	d		D		R		Shaft Housing					
	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	lb	lb	lb	
6200	10	0.3937	30	1.1811	9	0.3543	0.024	0.300	0.064	0.07	520	565
6201	12	0.4724	32	1.2598	10	0.3937	0.024	0.578	1.063	0.10	675	730
6202	15	0.5906	35	1.3780	11	0.4331	0.024	0.703	1.344	0.10	790	850
6203	17	0.6693	36	1.4173	12	0.4724	0.024	0.787	1.380	0.14	1000	1060
6204	20	0.7874	42	1.6535	14	0.5512	0.030	0.909	1.614	0.23	1400	1490
6205	25	0.9843	47	1.8496	15	0.5906	0.030	1.172	1.811	0.29	1680	1780
6206	30	1.1811	52	2.0472	16	0.6299	0.030	1.406	2.505	0.44	2320	2450
6207	35	1.3780	52	2.0472	17	0.6693	0.030	1.614	2.959	0.64	3150	3350
6208	40	1.5748	63	2.4803	18	0.7087	0.030	1.811	3.254	0.82	3650	3900
6209	45	1.7717	65	2.5591	19	0.7480	0.030	2.008	3.921	0.89	4150	4400
6210	50	1.9685	68	2.6772	20	0.7874	0.030	2.205	3.268	1.02	4650	4950
6211	55	2.1654	70	2.7559	21	0.8268	0.030	2.441	3.682	1.36	5850	6200
6212	60	2.3622	75	2.9528	22	0.8661	0.030	2.717	3.906	1.73	7250	7650
6213	65	2.5591	78	3.0709	23	0.9055	0.030	2.913	4.360	2.18	8650	9100
6214	70	2.7559	80	3.1496	24	0.9449	0.030	3.110	4.587	2.31	8950	9450
6215	75	2.9528	85	3.3465	25	0.9843	0.030	3.307	4.793	2.64	9700	10200
6216	80	3.1496	90	3.5433	26	1.0236	0.030	3.504	5.118	3.09	10500	11000
6217	85	3.3465	95	3.7402	28	1.1024	0.030	3.740	5.512	3.97	12300	12900
6218	90	3.5433	100	3.9372	30	1.1811	0.030	3.937	5.906	4.74	14200	14900
6219	95	3.7402	105	4.1341	32	1.2598	0.030	4.213	6.220	5.73	16300	17000
6220	100	3.9372	110	4.3310	34	1.3386	0.030	4.409	6.614	6.94	18600	19400
6221	105	4.1339	120	4.7244	36	1.4173	0.030	4.606	7.008	8.15	20900	21800
6222	110	4.3307	130	5.1178	38	1.4961	0.030	4.803	7.402	9.99	23400	24400
6224	120	4.7244	140	5.5112	40	1.5748	0.030	5.197	7.992	11.4	26200	27300

Tabel F Angka Keamanan

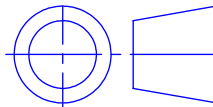
1	N = 1,25 – 1,5 for exceptionally reliable materials used under controllable conditions and subjected to loads and stresses that can be determined with certainty. Used almost invariably where low weight is a particularly important consideration.
2	N = 1,5 – 2 for well-known materials, under reasonably constant enviromental conditions, subjected to loads and stresses that can be determined readily.
3	N = 2 – 2,5 for average materials operated in ordinary environments and subjected to loads and streese that can be determined.
4	N = 2,5 – 3 for less tried or for brittle materials under average conditions of environment,load,stress.
5	N = 3 – 4 for untried materials used under average conditions of environment,load, and stress.
6	N = 3 – 4 should also be used with better known materials thats are to be used in uncertain environments or subjected to uncertain stresses.
7	Repeated loads : the factors established in items 1 to 6 are acceptable but must be applied to the endurance limit rather than the yield strength of the materials.
8	Impact forces : the factors given in items 3 to 6 are acceptable, but an impact factor should be included.
9	Brittle materials : where the ultimate strength is used as the theoretical maximum. The factors presented in items 1 t0 6 should be approximately doubled.
10	Where higher factors might appear desirable, a more through analysis of the problem should be undertaken before deciding upon their use.



27	1	ISO 4018- M 10 x 20- N	-	mm	-
26	1	Kerangka	ASTM A36	mm	-
25	1	Pulley 300	Besi Cor	mm	-
24	1	Wadah Pengaduk	Stainless Steel	mm	-
23	1	Penyaring	Stainless Steel	mm	-
22	1	Clevis Pin ISO 2341 - B - 20 x 100 x 5 - St	-	mm	-
21	2	V - Block	Baja Paduan	mm	-
20	1	Pisau Pengaduk	Stainless Steel	mm	-
19	1	Motor Support	Baja ST 37	mm	-
18	1	Pemarut	Stainless Steel	mm	-
17	1	Motor AC	Baja	mm	1 HP
16	3	Bearing	-	mm	-
15	1	Pulley 60	Besi Cor	mm	-
14	1	Bavel Gear	Modul 2,5	mm	Module 2,5
13	1	Pulley 150	Besi Cor	mm	-
12	1	Tensioner	Besi Cor	mm	-
11	1	Pulley 50	Besi Cor	mm	-
10	1	Belt	Solid Wolvn Cotton	mm	-
9	1	Poros Penyaring	Baja ST 37	mm	-
8	6	ISO 4017 - M10 x 20-N	-	mm	-
7	6	Hexagon Nut ISO - 7413 - M10 - W - N	-	mm	-
6	1	Motor DC	Baja	mm	12 Volt,4 Ampere
5	1	Adaptor	-	mm	-
4	1	tombol on off	-	mm	-
3	1	ISO 8765 - M20x1.5 x 120 x 120-S	-	mm	-
2	1	Pulley 90	Besi Cor	mm	-
1	2	Hexagon Thin Nut ISO - 4035 - M20 - S	-	mm	-
NO	JUM- LAH	NAMA BAGIAN	MATERIAL	UKURAN	KETERANGAN
Kekerasan dalam mikrometer		TOLERANSI JIS			
		SKALA : 1 : 10	DIGAMBAR: AIDILA FITRI R.		PERINGATAN :
		UKURAN : mm	NRP : 2112030035		
		TANGGAL :23-06-15	DIPERIKSA : LIZA R. ST. , MT.		
D3TEKNIK MESIN FTI-ITS		MESIN 3 IN 1 PEMBUAT SERMIER			NO.01 A3



SECTION A-A

	SKALA : 1 : 5	DIGAMBAR: AIDILA FITRI R.	KETERANGAN	
	UKURAN : mm	NRP : 2112030035		
	TANGGAL : 07-07-15	DIPERIKSA : LIZA R. ST. , MT.		
D3TEKNIK MESIN FTI-ITS	POTONGAN ALAT PEMARUT		NO.02	A3



BIODATA PENULIS

Penulis dilahirkan di Surabaya, 5 Maret 1994. Penulis adalah anak kedua dari tiga bersaudara dari pasangan Bapak Hadi Suryo Seputro dan ibu Sri Rahayu Robiah Surya Ningsih. Sampai usia 21 tahun ini penulis telah menempuh pendidikan formal mulai dari SDN Manyar Sabrangan 1 Surabaya, SMPN 19 Surabaya, dan SMA Khadijah Surabaya.

Setelah lulus SMA di tahun 2012, penulis mengikuti ujian masuk Diploma III ITS dan diterima sebagai mahasiswa di Jurusan D3 Teknik Mesin ITS Surabaya dan mendapatkan beasiswa Bidik Misi. Dalam mengikuti proses pembelajaran akademik, penulis mengambil bidang Manufaktur dan mengambil Tugas Akhir di bidang yang sama. Penulis pernah menjadi grader Laboratorium Metalurgi selama dua periode yaitu 2013-2014 dan 2014-2015, dan juga menjadi grader CAD pada tahun 2015. Penulis juga terlibat aktif dalam keorganisasian yang ada di dalam jurusan D3 Teknik Mesin yaitu sebagai Ketua Bidang Program Finansial Departemen PROKESMA HMDM Tahun 2014-2015. Penulis juga mengikuti kegiatan-kegiatan non akademik yang ada baik di dalam maupun diluar jurusan seperti pelatihan LKMM Pra TD dan TD, Pelatihan Karya Tulis Ilmiah, seminar-seminar, dan lain-lain.



TUGAS AKHIR (095502) MANUFAKTUR

ANALISA GAYA DAN DAYA PADA ALAT PEMARUT MESIN 3 /N 1 UNTUK MENINGKATKAN KAPASITAS DAN KUALITAS PRODUKSI KERUPUK SERMIER DENGAN BEBAN 3 KG

**Dosen Pembimbing :
Liza Rusdiyana, ST., MT.**

Aidila Fitri Rachmawati
NRP. 2112030035



LATAR BELAKANG

Singkong merupakan sumber karbohidrat yang banyak diproduksi di Indonesia untuk diolah menjadi berbagai macam masakan di Indonesia, salah satunya adalah pengolahan menjadi kerupuk sermier.

Pengolahan kerupuk sermier terbilang masih sangat tradisional, karena alat-alat yang digunakan masih menggunakan tenaga manusia sepenuhnya.

Rancang bangun mesin 3 *in* 1 digunakan untuk memudahkan proses produksi kerupuk sermier dengan mengkombinasikan alat pamarut, penyaring dan pengaduk dalam satu kali proses.

Mesin 3 *in* 1 menggunakan 2 buah motor, yaitu 1 motor AC untuk alat pamarut dan pengaduk dan 1 motor DC untuk alat penyaring.



TUJUAN

Mengetahui tentang perencanaan dan perhitungan komponen-komponen elemen mesin yang sesuai, seperti poros, bantalan (*bearing*), pen, sabuk dan *pulley*



Mengetahui gaya dan daya yang terjadi di dalam mekanisme mesin pamarut pembuat kerupuk sermier



Mengetahui hasil parutan singkong ditinjau dari segi kapasitas dan kualitas produk yang dihasilkan



RUMUSAN MASALAH

Mesin 3 *in* 1 masih belum ada di pasaran karena 3 alat dikombinasikan agar menjadi satu kali proses dalam produksi kerupuk sermier.



Rancang Bangun

(Perencanaan dan perhitungan gaya dan daya untuk pembuatan alat pamarut yang akan digunakan pada mesin 3 *in* 1 dengan beban maksimal 3 kg)



PEMARUT



- ❖ Perencanaan perhitungan komponen elemen poros, (*bearing*), pen, *belt* dan *pulley* pada alat pamarut.
- ❖ Perhitungan gaya dan daya alat pamarut
- ❖ Pengujian karakteristik dari segi kapasitas dan kualitas.



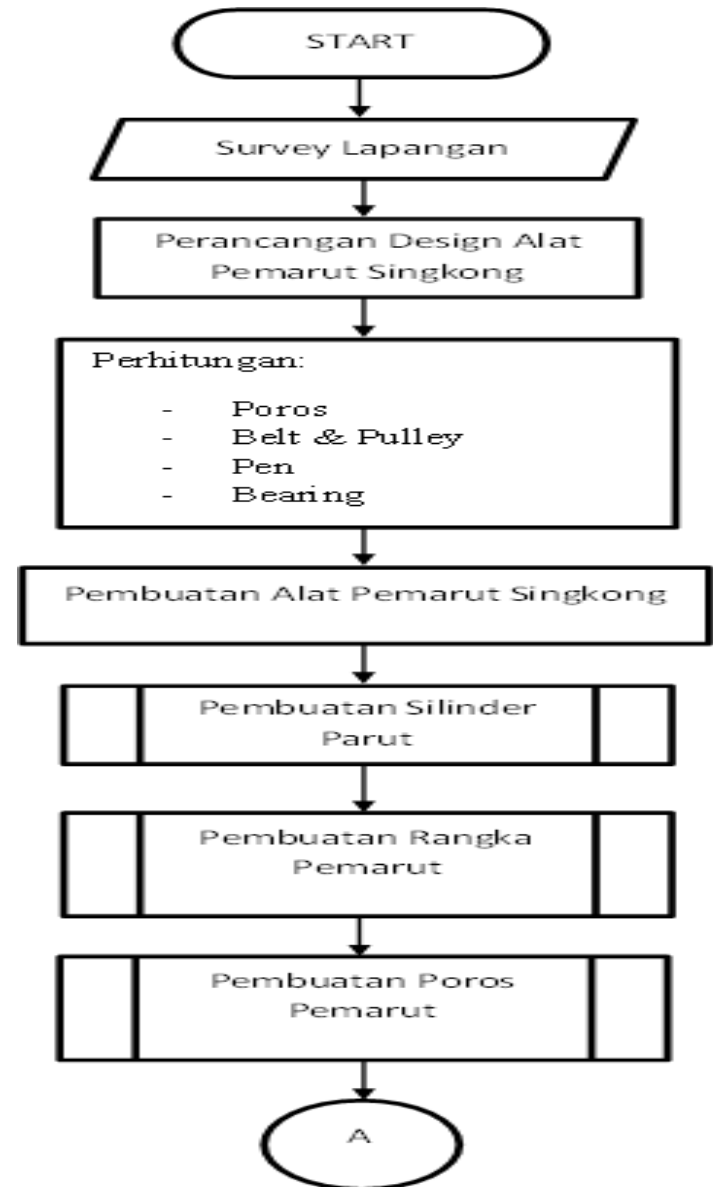
BATASAN MASALAH

- Tidak menghitung beban merata pada kerangka mesin
- Tidak membahas kelistrikan
- Tidak membahas gaya dan daya mekanisme penyaring dan pengaduk
- Getaran yang timbul selama alat yang dijalankan tidak diperhitungkan
- Sambungan las dianggap aman



METODE PEMBUATAN ALAT

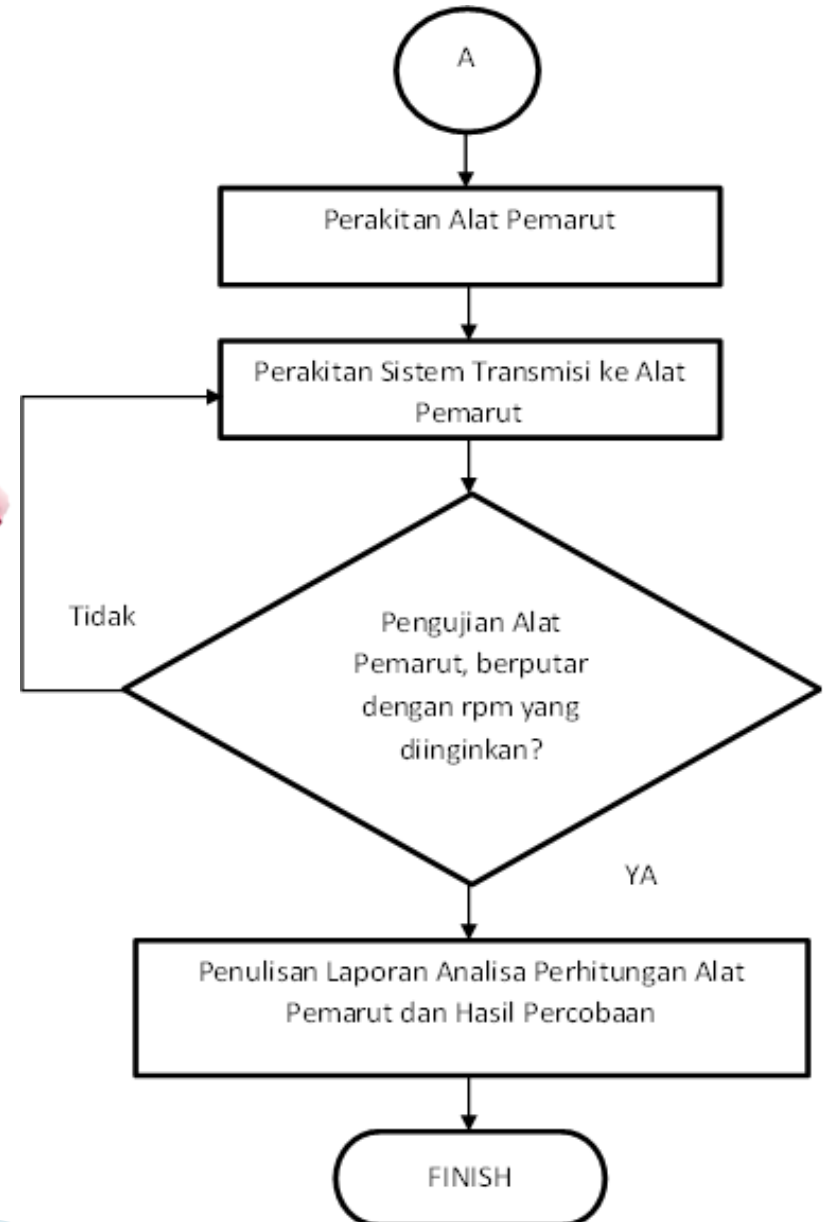
Dalam Pembuatan alat pamarut mesin 3 *in* 1 digunakan metode diagram alir seperti ini:





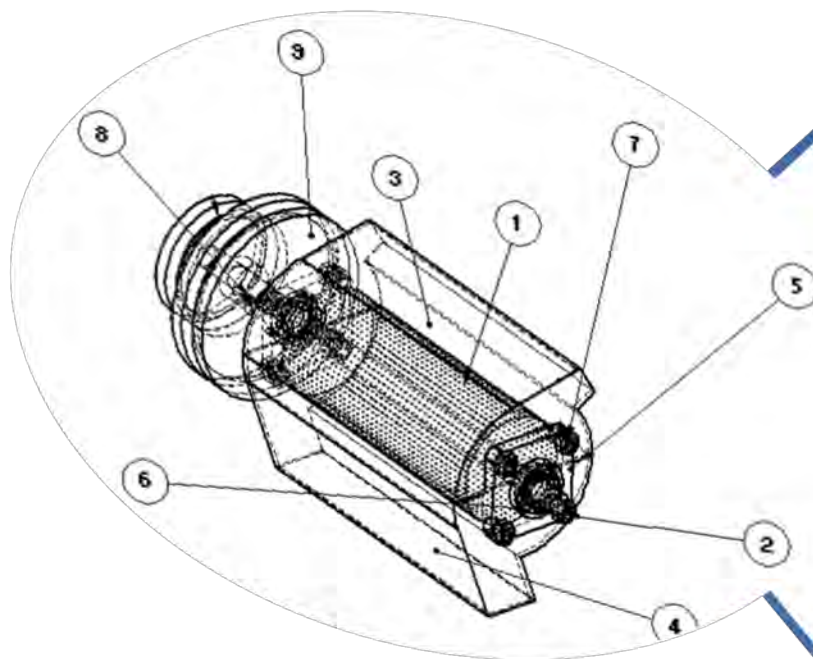
METODE PEMBUATAN ALAT

Dalam Pembuatan alat pamarut mesin 3 *in* 1 digunakan metode diagram alir seperti ini:





ANALISA PERENCANAAN DAN PERHITUNGAN



Keterangan:

- 1 : silinder parut
- 2 : poros pamarut
- 3 : rangka atas pamarut
- 4 : rangka bawah pamarut
- 5 : Pengunci poros dan pamarut
- 6 : *bearing*
- 7 : baut
- 8 : pen
- 9 : *pulley*



ANALISA PERENCANAAN DAN PERHITUNGAN

Untuk dapat melakukan perhitungan gaya dan daya yang dibutuhkan pada belt & pulley, *bearing*, poros dan pen, maka terlebih dahulu dicari putaran silinder parut yang dibutuhkan, Gaya parut minimal, Torsi total yang dibutuhkan pada pamarut dan ditentukan dengan daya yang akan digunakan.

1. PUTARAN SILINDER PARUT:

$$T = 9549 \times \frac{P}{n}$$

$$n_{\text{silinder parut}} = \frac{9549 \times P}{T}$$

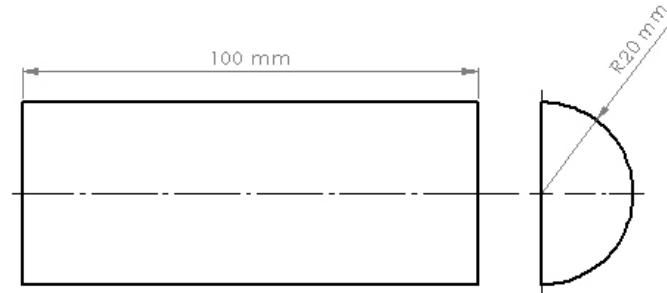
Dengan diketahui adanya daya yang akan digunakan yaitu sebesar 1 HP atau 0,746 kW dan torsi dari silinder parut yang dihasilkan sebesar 12,7 N.m, maka putaran silinder parut didapatkan sebesar 560 rpm.



ANALISA PERENCANAAN DAN PERHITUNGAN

2. GAYA PARUT:

Beban yang diketahui dari hasil percobaan pamarutan pada singkong dengan dimensi seperti gambar di bawah ini:



Maka diketahui gaya parut minimal yang diperlukan agar singkong dapat terparut adalah:

$$\begin{aligned}F_{\text{parut}} &= W = m \cdot g \\F_{\text{parut}} &= 0,25 \text{ kg} \times 9,81 \text{ m/s}^2 \\F_{\text{parut}} &= 2,4525 \text{ kg.m/s}^2 \\F_{\text{parut}} &= 2,4525 \text{ N}\end{aligned}$$



ANALISA PERENCANAAN DAN PERHITUNGAN

3. TORSI TOTAL SILINDER PARUT:

$$\text{Torsi}_{\text{total}} = \text{Torsi}_{\text{mekanisme memarut}} + \text{Torsi}_{\text{memarut}}$$

Torsi mekanisme memarut diketahui dari perhitungan momen inersia dari silinder parut dan percepatan sudut silinder parut yaitu sebesar 0,2385 N.m. Sedangkan Torsi memarut didapatkan dari perhitungan gaya minimal yang dibutuhkan untuk memarut pada seper 10 silinder parut yang terkena proses pamarutan dikalikan dengan jari-jari silinder parut.

Sehingga Torsi total silinder parut sebesar 1,429 N.m



ANALISA PERENCANAAN DAN PERHITUNGAN

4. PERHITUNGAN *BELT & PULLEY*

Setelah diketahui torsi total, putaran yang diinginkan dan daya yang ditentukan, maka dapat diketahui jenis *belt* yang akan digunakan dari diagram pemilihan *belt*.

Belt yang digunakan adalah *v-belt* tipe A, sehingga diketahui:

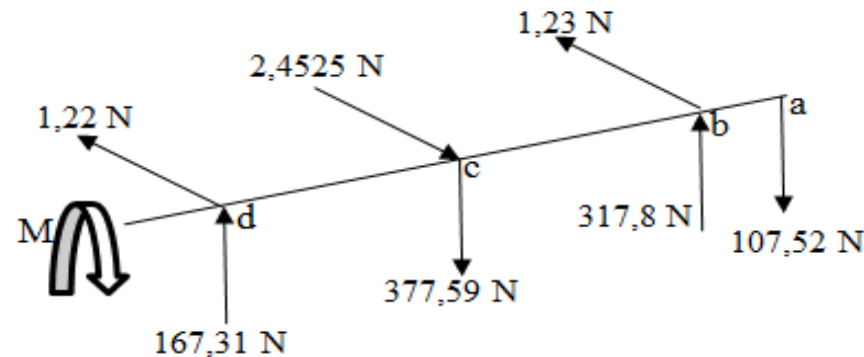
- Berat jenis sabuk-V (γ) umumnya adalah $= 1,36 \times 10^{-5} \text{ kgf/mm}^3$
- Luas penampang sabuk-V tipe A (a) $= 81 \text{ mm}^2$
- $D_1 = 60 \text{ mm}$
- $D_2 = 150 \text{ mm}$
- Kecepatan linier sabuk-V $= 4,4 \text{ m/det}$
- Jarak antar poros (A) $= 320 \text{ mm}$
- Panjang sabuk-V sebesar 1136 mm, tetapi berdasarkan yang ada di pasaran maka digunakan sabuk-V yang digunakan sepanjang 1200 mm
- sabuk yang digunakan 1 buah
- Umur *belt* 424650 jam



ANALISA PERENCANAAN DAN PERHITUNGAN

5. PERHITUNGAN GAYA POROS PADA PEMARUT

Bahan Poros : baja ST-60
Angka keamanan (N) : 2,5 (bahan diketahui, beban konstan)
Tegangan Yield point (S_{yp}) : $42 \frac{kg}{mm^2}$

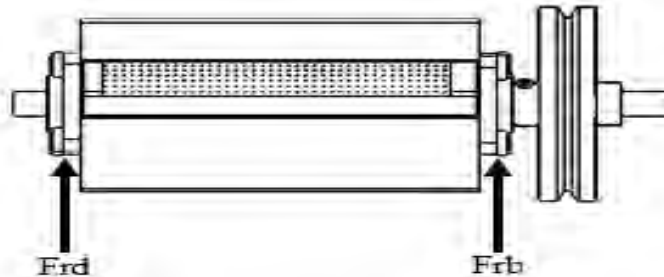


Torsi yang bekerja pada poros: 1425 N.mm
diameter minimum poros yang mengalami beban puntir dan lentur : 20 mm



ANALISA PERENCANAAN DAN PERHITUNGAN

6. BEARING PADA PEMARUT

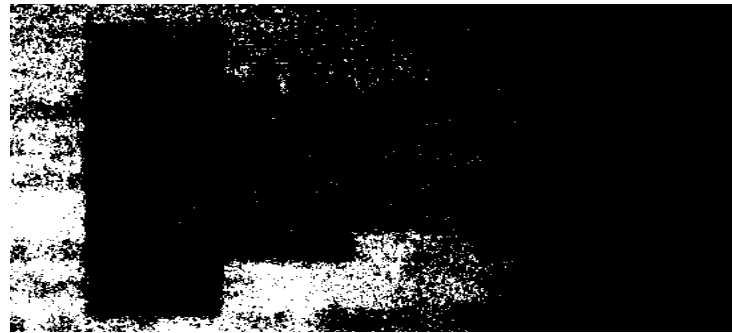


Ring dalam berputar	: $Y = 1$
<i>Ball bearing</i>	: $b = 3$
Kapasitas dinamis bantalan	: $C = 12232 \text{ N}$
Gaya radial yang bekerja pada bantalan B	: $317,8 \text{ N}$
Umur bantalan B	: 1521783 jam
Gaya radial yang bekerja pada bantalan D	: $167,31 \text{ N}$
Umur bantalan B	: 10462309 jam



ANALISA PERENCANAAN DAN PERHITUNGAN

7. PEN PADA PEMARUT



Bahan pen : ST-37
Diameter poros : 20 mm
Torsi : 1429 N.mm
Panjang pen ulir : 15 mm
Angka Keamanan: 2,5 (bahan diketahui beban konstan)
Syp : $25,9 \frac{kg}{mm^2}$
R $\geq 0,87$ mm Namun dalam perencanaan ini digunakan pen ulir dengan jari-jari 3,5 mm dan panjang 15 mm.



ANALISA PERENCANAAN DAN PERHITUNGAN

8. KAPASITAS SEBENARNYA

r_p : jari-jari *pulley* penggerak (0,03 m)

r_b : jari-jari *pulley* beban (0,075 m)

$F = 172,6 \text{ N}$

$T = 12,4 \text{ N.m}$

Jika pada perhitungan awal untuk memarut singkong dengan massa 3 kg dibutuhkan torsi sebesar 1,429 N.m. Dalam kapasitas sebenarnya mampu memarut hingga 17,5 kg singkong.



ANALISA PERENCANAAN DAN PERHITUNGAN

9. KUALITAS HASIL PARUTAN

Kualitas hasil parutan singkong yang dihasilkan sangat lembut seperti *pulp* karena kadar air dari singkong yang sangat banyak membuat tekstur singkong ketika sudah melalui proses pamarutan menjadi sangat lembut dan warna dari hasil parutan singkong berwarna putih susu bersih.





KESIMPULAN

1. Pada pamarut menggunakan poros berbahan baja ST-60 diameter 20 mm, transmisi memakai pulley A berbahan besi cor D1 60 mm dan D2 150 mm, sedangkan belt menggunakan bahan *solid wolvn cotton* tipe A dengan panjang *belt* 1200 mm, pada *bearing* menggunakan *ball bearing single row deep groove* dengan umur bantalan $B = 1521783$ jam dan $D = 10462309$ jam, pen menggunakan bahan ST-37 dengan diameter 7 mm dan panjang ulir 15 mm
2. Gaya tekan minimal pada pamarut sebesar 2,4525 N dan gaya maksimal pada pembebanan sebesar 3 kg, sesuai dengan perhitungan gaya potong pada freis yang didapat sebesar 109,2 N. Daya minimal yang diperlukan adalah 0,15 HP
3. Kualitas hasil parutan singkong yang dihasilkan sangat lembut seperti *pulp* karena kadar air dari singkong yang sangat banyak dan warna dari hasil parutan singkong berwarna putih susu bersih. Kapasitas yang dapat dihasilkan pada proses pemotongan adalah sebanyak 3 kg per 15 menit.

**TERIMA KASIH
ATAS PERHATIANNYA**



TUGAS AKHIR (095502) MANUFAKTUR

ANALISA GAYA DAN DAYA PADA ALAT PEMARUT MESIN 3 /N 1 UNTUK MENINGKATKAN KAPASITAS DAN KUALITAS PRODUKSI KERUPUK SERMIER DENGAN EBAN 3 KG

**Dosen Pembimbing :
Liza Rusdiyana, ST., MT.**

Aidila Fitri Rachmawati
NRP. 2112030035